

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2003年8月21日 (21.08.2003)

PCT

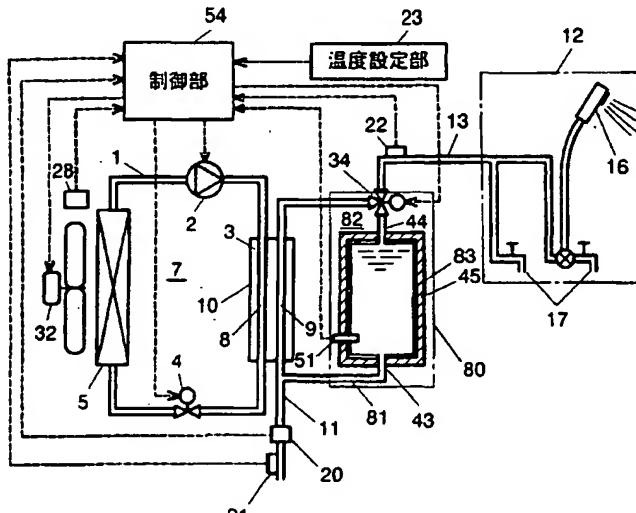
(10) 国際公開番号
WO 03/069236 A1

- (51) 国際特許分類⁷: F24H 1/00, F25B 30/02 (72) 発明者; および
 (21) 国際出願番号: PCT/JP03/01366 (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 國本 啓
 (22) 国際出願日: 2003年2月10日 (10.02.2003) 次郎 (KUNIMOTO,Keijiro) [JP/JP]; 〒 518-0740
 (25) 国際出願の言語: 日本語 三重県 名張市 梅が丘北 5-67 Mie (JP). 渡辺
 (26) 国際公開の言語: 日本語 竹司 (WATANABE,Takeshi) [JP/JP]; 〒 630-8101
 (30) 優先権データ:
 特願2002-33648 2002年2月12日 (12.02.2002) JP 奈良県 奈良市 青山8-126 Nara (JP). 近藤 龍太
 特願2002-33650 2002年2月12日 (12.02.2002) JP (KONDO,Ryuta) [JP/JP]; 〒 634-0078 奈良県 檜原市
 特願2002-41048 2002年2月19日 (19.02.2002) JP 八木町 3-9-15-501 Nara (JP). 松本 聰 (MAT-
 (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 松下電
 器産業株式会社 (MATSUSHITA ELECTRIC INDUS-
 TRIAL CO., LTD.) [JP/JP]; 〒 571-8501 大阪府 門真市
 大字門真 1006 番地 Osaka (JP). 東灘区 向洋町中 1-10-10 1-810 Hyogo (JP).
 今林 敏 (IMABAYASHI,Satoshi) [JP/JP]; 〒 639-1124
 奈良県 大和郡山市 馬司町 231-18 Nara (JP).
- (74) 代理人: 岩橋 文雄, 外 (IWAHASHI,Fumio et al.); 〒 571-8501 大阪府 門真市 大字門真 1006 番地 松下
 電器産業株式会社内 Osaka (JP).
 (81) 指定国 (国内): CN, KR, US.

[統葉有]

(54) Title: HEAT PUMP WATER HEATER

(54) 発明の名称: ヒートポンプ給湯装置





(84) 指定国(広域): ヨーロッパ特許(AT, BE, BG, CH, CY, — 補正書
CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC,
NL, PT, SE, SI, SK, TR).

添付公開書類:
— 國際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(57) 要約:

冷媒流路と水流路で熱交換する熱交換器の、水流路に直接水道水を通水し、この水流路から出湯される湯を使う瞬間湯沸し型のヒートポンプ給湯装置であつて、

- 1) 热交換器での加熱量を設定する負荷設定部と、その設定値に応じて加熱量を制御する加熱制御部
- 2) 热交換器の水流路を含む前後の経路の水を加熱する加温部
- 3) 複数の圧縮機
- 4) 複数のヒートポンプサイクル

のいずれかを少なくとも有する。この給湯装置は、給湯開始時の給湯温度の立ち上がりが早く、しかも制御性、効率がよい。

209とシャワーや蛇口等の給湯端末212とを接続する給湯回路213を有する。さらに、給湯回路213に設け給湯温度を検出する温度センサ214と、圧縮機202の回転数を制御するインバータ215を備える。そして圧縮機202を温度センサ214の検出温度と設定温度との差に応じてインバータ215の出力周波数を変換する。すなわち従来の給湯装置では設定温度に対して給湯温度が低い場合は圧縮機202の回転数を上げ、給湯温度が高い場合は回転数を下げるよう制御する。

このような瞬間湯沸し型では給湯時における給湯負荷が一定ではない。特に流量は使用者が給湯目的によってさまざまに変化するために給湯負荷は大きく変わる。例えば家庭用の給湯の場合、シャワーや風呂への湯張りに給湯する場合は $10 \sim 20 \text{ L/min}$ の大流量となるが、台所で食器を洗う場合や洗面への給湯では $3 \sim 5 \text{ L/min}$ と小流量である。また、季節による給水温度の変化によっても給湯負荷は大きく変わる。

このように流量や水温の変化により給湯負荷は大きくかわる。これに対し、従来のヒートポンプ給湯装置のように給湯温度と設定温度の差だけで圧縮機の回転数を変えて給湯熱量を制御しようとする場合には制御の応答性と安定性に不都合が生じる。例えば制御の安定性を良くするために給湯温度と設定温度との温度差と圧縮機の回転数の係数である制御ゲインを低くすると、温度差の変化量に対する回転数の変化量が少なくなる。そのため給湯温度変化が緩やかになり、設定温度に達するのに時間がかかったり、オフセットにより流量や水温の違いによって給湯温度の安定値が設定温度にならず変化したりする。制御ゲインを上げると給湯負荷の大きな大流量では、圧縮機の回転数の変化に対する給湯温度の変化が少ないので安定に制御できる。しかし、小流量での給湯では圧縮機の回転数の変化に対する給湯温度の変化が急峻になる。そのため、圧縮機の回転数制御の変化が急峻になり給湯温度が安定しないばかりか、給湯温度と回転数の変化の、位相のずれによりハンチングを起こして制御が発

明細書

ヒートポンプ給湯装置

技術分野

5 本発明は、瞬間湯沸し型のヒートポンプ給湯装置に関する。

背景技術

瞬間湯沸し型給湯装置としては、ガスや石油の燃焼を用いた給湯機が使用されてきている。これらは温度立上りが早く、大能力が出
10 せる特徴がある反面、排ガスによる大気汚染や、直接燃焼させることへの不安感、燃焼音など避けられない課題を抱えている。これに
15 対し、大型の貯湯タンクに湯を貯えて給湯するヒートポンプ給湯器は燃焼による給湯機の問題を解消し、しかもヒートポンプにより熱効率がよい。しかし、このような給湯器は貯湯タンクが大きく、重
量や設置スペースなど施工上有問題がある。大型の貯湯タンクの問題を解消するヒートポンプによる瞬間湯沸しの発想はあるが、ヒー
トポンプの場合は燃焼給湯機と違い、ヒートポンプサイクルの熱的
立ち上がりに時間を要する。このため、湯が出てくるのに時間がかかり使用者に不満感を与える。また、ヒートポンプの場合は気温や
20 湿度や水温などの自然条件によって給湯能力が変動する。しかも、
給湯流量が変化する条件下で幅広い給湯能力をカバーし、素早く一定の出湯温度を維持することが難しい。このようにヒートポンプ型
の給湯器は安定して給湯する点に課題を有する。

特開平2-223767号公報には、こうした問題を解決する瞬間湯沸し型のヒートポンプ給湯装置が提案されている。概略を図1
25 1に示す。このヒートポンプ給湯装置は、圧縮機202、放熱器203、減圧部204、吸熱器205を、冷媒流路201で閉回路に接続したヒートポンプサイクル207を有する。また放熱器203の冷媒流路208と熱交換を行う水流路209を備えた熱交換器2
30 10と、水流路209に水道水を供給する給水管211と、水流路

散する可能性もある。

また、瞬間湯沸し型のヒートポンプ給湯装置は給湯の開始時にヒートポンプサイクル全体の圧力や温度の立上がりに時間要する。このため、ガス給湯機などに比べ熱交換器の水流路からの出湯が遅れる。⁵ 従来の構成ではこの給湯開始時に、給湯温度と設定温度の差だけで圧縮機の回転数を設定する。このため、大流量であっても小流量であっても給湯開始時のように給湯温度が低い状態では圧縮機の回転数は一様に高いレベルに設定される。したがって、小流量の場合に熱交換器からの出湯温度が急上昇し、オーバーシュートしす¹⁰ る。これにより設定温度より高温の湯が出たり、放熱器温度の上昇によって圧縮機出口の圧力が異常に高くなるなどの不都合が発生する。

さらに、従来のヒートポンプ給湯装置では、单一の圧縮機²⁰² の運転状態を変え、回転数を変える必要があるが、单一の圧縮機の¹⁵ 回転数を変えるだけの制御では能力変更幅に限界がある。例えば冬場のシャワーと風呂の湯張りの同時使用といった大能力から、夏場の食器洗いなどの微小能力までの幅広い給湯能力をカバーできない。そのためシャワー温度が低下したり、食器洗いで熱い湯が出たりするなどの不都合がおこる。

²⁰ また、気温や水温や給湯負荷によりヒートポンプサイクルの運転条件が変ると、運転効率も変化する。従来のヒートポンプ給湯装置では給湯温度に応じて圧縮機の回転数を変えるだけなので、運転効率は成り行きとなり、加熱効率の悪い条件でもそのまま運転されている。したがって条件によっては極端に効率が悪化し、能力が発揮²⁵ できなくなるばかりでなく、ランニングコストが高くなる。

一方、給湯開始時の出湯温度の上昇に要する時間を短縮するために、放熱器と熱交換する貯湯タンクを設け、この貯湯タンクで圧縮機を囲む構成としたものも提案されている。この構成で、給湯をすると貯湯タンクに湯が蓄えられ、給湯を停止しても圧縮機が冷めない³⁰ いので、給湯を再開した場合に給湯温度の立上りが早くなる。

しかしながら貯湯タンクが冷めてしまうと圧縮機も冷めてしまい、ヒートポンプサイクルの立上りは逆に貯湯タンクに圧縮機の熱が奪われるために遅くなる。また、出湯は貯湯タンクから行われるため、この貯湯タンクの温度が冷めると、出湯温度も冷たく、貯湯タンクの湯温が上がるまで出湯温度が上昇しない。そのため、貯湯タンクが冷めた状態からの給湯は、湯が出てくるまでに逆に多くの時間を要する。

以上のように従来のヒートポンプ給湯装置では給湯負荷の大小に関わりなく一律に加熱制御を行うために幅広い給湯負荷への対応が困難である。また湯温制御の応答性と安定性を両立させることが困難である。しかも給湯温度の立ち上がりを逆に悪くする場合があり、効率が低化するなどの問題がある。

発明の開示

本発明の給湯装置は、圧縮機と、放熱器と、減圧部と、吸熱器と、これらを閉回路に構成する冷媒流路とを有するヒートポンプサイクルと、その冷媒流路と熱交換を行う水流路を有する熱交換器と、水流路に水道水を供給する給水管と、水流路から給湯端末へと通水するように接続する給湯回路と、を有する。さらに

1) 熱交換器での加熱量を設定する負荷設定部と、その設定値に応じて加熱量を制御する加熱制御部

2) 熱交換器の水流路を含む前後の経路の水を加熱する加温部

3) 複数の圧縮機

4) 複数のヒートポンプサイクル

のいずれかを有する。

図面の簡単な説明

図1は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。

図2は本発明の実施の形態2におけるヒートポンプ給湯装置の構

成図である。

図3は本発明の実施の形態3におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。

図4は本発明の実施の形態4におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。

図5は本発明の実施の形態5におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。

図6は本発明の実施の形態6におけるヒートポンプ給湯装置の制御ブロック図である。

図7は本発明の実施の形態7におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。

図8は本発明の実施の形態8におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。

図9は本発明の実施の形態9におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。

図10は本発明の実施の形態10におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。

図11は従来のヒートポンプ給湯装置の構成図である。

20 発明を実施するための最良の形態

以下本発明の実施の形態について、図面を参照しながら説明する。なお、各実施の形態において、同じ構成、同じ動作をする部分については同一符号を付与し、詳細な説明を省略する。

(実施の形態1)

図1は本発明の実施の形態1におけるヒートポンプ式給湯装置の構成図である。図1において、ヒートポンプサイクル7では、圧縮機2、第1の放熱器3A、第2の放熱器3、減圧部4、吸熱器5が冷媒流路1により閉回路に接続されている。ヒートポンプサイクル7は、例えば炭酸ガスを冷媒として使用し、高圧側の冷媒圧力が冷媒の臨界圧以上となる超臨界ヒートポンプサイクルである。圧縮機

2は、内蔵する電動モータ（図示しない）によって駆動され、吸引した冷媒を臨界圧力まで圧縮して吐出する。また、熱交換器10は第2の放熱器3の冷媒流路8と熱交換を行う水流路9を有する。水流路9に水道水を直接供給する給水管11は、水流路9から出湯される湯をシャワー16や蛇口17等より成る給湯端末12へ通水させるための給湯回路13と接続されている。そして給湯回路13の水を加熱する加温部38は、給湯回路上流部39に並列に接続した蓄熱部40から成っている。蓄熱部40は、給湯回路13の流水を溜める貯留タンク41と、上流部39と蓄熱部40の流水を混合する混合弁34より構成されている。貯留タンク41は、下端に入口管43と、上端に出口管44と、下部に第1の放熱器3Aとを内蔵して、断熱材45で覆われて構成されている。第1の放熱器3Aは貯湯タンク21内の蓄熱温度（以下、貯留温度と呼ぶ）を所定温度に保つための保温部を兼ねている。給湯回路13は、分岐部46より上流部39と入口管43に分岐し、合流部47で上流部39と出口管44から合流する。合流部47に混合弁34が設けられている。

なお、熱交換器10では、冷媒流路8の流れ方向と水流路9の流れ方向を対向流とし、両流路はその間の熱移動が容易になるように密着することが好ましい。この構成とすることにより冷媒流路8と水流路9の伝熱が均一化し、熱交換効率がよくなる。そして、高温の湯が出る。

なお、貯留タンク41の大きさはヒートポンプサイクル7や熱交換器10の出湯時の熱応答遅れによる不足熱量相当の蓄熱量としている。例えば給水温度5℃で目標温度45℃とし、10L/minで給湯するものとした場合で、目標温度の出湯までに3分間の遅れがあるとすると、不足熱量は

$$(45^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}) \times 10 \text{ L/min} \times 3 \text{ min} / 860 \approx 1.4 \text{ kWh}$$

となる。これを80℃の貯湯タンク21で補う場合は

$$1.4 \text{ kWh} \times 860 / (80^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}) = 16 \text{ L}$$

30 の容量となる。

給水管 11 には、給湯回路 13 の流量を検出する流量検知部 20 と、熱交換器 10 への給水温度を検出する水温検知部 21 が設けられている。そして給湯回路 13 には出湯温度を検出する湯温検知部 22 が設けられている。また貯留タンク 41 の上部には貯留タンク 541 内の湯温を検出する貯留温度検知部 51 が設けられている。使用者は給湯の目標温度を設定する温度設定部 23 で任意に温度を設定する。

制御部 54 は、流量検知部 20 により流量を検知すると、湯温検知部 22 と温度設定部 23 とのそれぞれが出力する出湯温度と目標温度との偏差からフィードバック制御量を算定する。そして水温検知部 21 と温度設定部 23 と流量検知部 20 の各値から給湯負荷を算定する。さらにフィードバック制御量と給湯負荷を加算し、この加算値に基づいて圧縮機 2 の回転数を制御する。

また、制御部 54 は、気温を検出する気温検知部 28 の検出値に応じて圧縮機 2 の回転数を補正する。また、減圧部 4、ファン 32 をそれぞれ制御し、最も効率の良くなるようにヒートポンプサイクルを運転する。熱交換器 10 での加熱量は、気温に応じて圧縮機 2 の回転数を変更すると比例的に変化する。そこで、制御部 54 は予め各気温毎の熱交換器 10 の加熱量と圧縮機 2 の回転数の関係を記憶しておく。そして、気温に応じて所要加熱量と熱交換器 10 の加熱量が一致するように回転数を設定制御する。このことで、気温が変動しても精度よく給湯制御される。

さらに、制御部 54 は混合弁 34 を駆動して、給湯回路上流部 39 からの流水と貯留タンク 41 からの流水との混合割合を制御し、出湯温度を目標温度に近付ける。

また、制御部 54 は給湯停止時に、貯留温度検知部 51 より貯留温度を検知し、貯留温度を所定温度（例えば 80℃）に保つように圧縮機 2 を低速で回転制御して保温運転する。この保温の所定温度を給湯の目標温度（例えば 45℃）より充分に高くすることにより、蓄熱密度を上げる。これにより、貯留タンク 25 の大きさは小さく

することができる。

以上の構成において、その動作、作用について説明する。図1において、蛇口17が開かれると給水管11から水道水が流れ込み始める。これを流量検知部20が検知し制御部54に信号を送り、
5 圧縮機2の運転が開始される。このときヒートポンプサイクル7が冷え切った状態の場合、圧縮機2が運転されてもサイクル全体の圧力と温度が定常状態に達していないために、水流路9からは給水温度に近い水が出る。制御部54は給湯開始後の所定時間（例えば3分間）は混合弁34の混合割合を例えば1:1として設定している。
10 ここで、給水温度5℃、貯留温度80℃として、水流路9からの出口温度がまだ5℃とすると、混合弁34の出口温度は(80℃+5℃)/2で、42.5℃の出湯温度となる。その後、水流路9の出口温度は徐々に上昇する。しかし、貯留タンク41内の貯留温度は入口管43から給水温度に近い冷水が流入されるため、貯留タンク41の出口温度は徐々に低下する。したがって混合弁34の出口温度は、それぞれの流水が混合されて給湯の目標温度（例えば45℃）に近い温度を維持する。
15

以上のように混合弁34は、給湯開始直後に貯湯タンク21からの湯を利用することによって、熱交換器10からの出湯遅れを補うように制御される。なお、給湯開始時に熱交換器10の温度が冷めていない場合は、湯温検知部22から目標温度より高い値が出力される。この場合は、上流部39側が多い混合割合にして出湯温度が目標に近付くように調整する。

そして、ヒートポンプサイクル7の温度が安定すると、混合弁34の混合割合を上流部39主体に切換える。このとき、圧縮機2から吐出される高温高圧の冷媒ガスは第1の放熱器3Aと第2の放熱器3へ流入し、貯留タンク41の水を加熱しつつ、水流路9を流れる水を加熱する。そして、加熱された水は上流部39、給湯回路13を経て給湯端末12から出る。一方、第1の放熱器3Aと第2の放熱器3で冷却された冷媒は減圧部4で減圧されて吸熱器5に流入
30

し、ここで大気熱、太陽熱など自然エネルギーを吸熱して蒸発ガス化し、圧縮機 2 に戻る。

給湯中の制御部 5 4 では、出湯温度と目標温度との偏差から公知の比例積分微分（P I D）制御を用いてフィードバック制御量を算定する。ここでの制御定数である比例ゲインや積分係数や微分係数は、制御の応答性と安定性を両立するための最適な値を予め設定しておく必要がある。なおフィードバック制御は、比例積分（P I）制御でも比例（P）制御でもファジーやニューロ制御でもよい。そして、一方では目標温度と給水温度との差に、流量検知部 2 0 の検知する流量を乗じて給湯負荷を算定する。これは、いわゆるフィードフォワードの制御量である。そして、フィードバック制御量と給湯負荷を加算し、この加算値を用いて圧縮機 2 の回転数制御を行う。このフィードバック制御を加味することによって、出湯温度を目標温度に正確に制御する。とくに P I D 制御や P I 制御のように積分要素を用いることにより、出湯温度をより目標温度に近くなる。また、比例制御要素を用いることで給湯開始直後などの出湯温度が低い場合に大能力で加熱制御するので応答性がよくなる。一方、フィードフォワード制御は、給湯の温度安定時における所要熱量であるので、熱量の過不足が少なく制御の安定性に優れている。また、給湯流量や給水温度が急変した場合には直ちに応答して加熱量を変更制御するので、この点はフィードバック制御より応答性がよくしかも安定性がよい。そして、このフィードバック制御とフィードフォワード制御を加算して制御するので、それぞれの特徴が活かされ応答性がよくしかも安定性のよい制御が可能になる。

次に給湯停止中の動作について説明する。貯留タンク 4 1 は断熱材 4 5 で覆われているが、貯留温度は放熱により徐々に低下する。制御部 5 4 は、これを貯留温度検知部 5 1 より検知する。そして、貯留温度が下限温度（例えば 75 ℃）より下がれば、圧縮機 2 を低速で回転制御し、第 1 の放熱器 3 A により加熱して貯留タンク 2 5 内の温度を上昇させる。このとき、第 2 の放熱器 3 も加熱されるが、

水流路 9 に流れがないので、熱交換器 10 が温まれば、それ以上熱を奪われない。そして貯留温度が所定温度（例えば 80℃）を超えるれば圧縮機 2 の運転を停止する。このように貯留タンク 41 の温度を所定温度近くに保つように保温運転する。

5 なお本実施の形態では第 1 の放熱器 3A を貯留タンク 41 内部に設けているが、貯留タンク 41 の外周に放熱器を巻きつける等、外周に密着させて構成してもよい。また、貯留タンク 41 の保温を第 1 の放熱器 3A ではなく、一般のヒータによって行ってても良い。

また、本実施の形態では、混合弁 34 は給湯開始時に経過時間と
10 混合温度に応じて混合割合を変更するように制御する。しかしこの混合弁 34 を貯留タンク 41 の流水と給湯回路上流部 39 の流水を切換える切換弁としてもよい。この場合は、貯留タンク 41 の貯留温度は給湯の目標温度に設定し、水流路 9 からの出口温度が目標温度近くまで上昇したら、貯留タンク 41 から上流部 39 に流れを切
15 換えるように制御する。この構成によれば混合弁 34 より切換弁の方が機構および制御が簡単になり、低コスト化に適している。

また本実施の形態の給湯装置では、ヒートポンプサイクル 7 が、
20 冷媒の圧力が臨界圧力以上となる超臨界ヒートポンプサイクルである。そして臨界圧力以上に昇圧された冷媒により熱交換器 10 の水流路 9 の流水を加熱する。熱交換器 10 の冷媒流路 8 を流れる冷媒は、圧縮機 2 で臨界圧力以上に加圧されているので、水流路 9 の流水により熱を奪われて温度低下しても凝縮するこがない。したがって熱交換器 10 の全域で冷媒流路 8 と水流路 9 とに温度差を形成しやすくなり、高温の湯が得られ、かつ熱交換効率を高くできる。
25 しかし、一般の臨界圧力以下のヒートポンプサイクルでもよい。これは以下に述べる各実施の形態においても同様である。

また本実施の形態の給湯装置では、熱交換器 10 において、冷媒流路 8 の流れ方向と水流路 9 の流れ方向が対向流となっている。これにより熱交換器 10 において、冷媒流路 8 と水流路 9 の伝熱が均
30 一化し、熱交換効率がよく高温の出湯が可能になる。これも以下に

述べる各実施の形態において同様である。

(実施の形態 2)

図 2 は本発明の実施の形態 2 におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。図 2 において、実施の形態 1 の構成と異なるところは、加温部 38 の代わりに加温部 60 を設けている点である。加温部 60 は、給湯回路 13 に蓄熱部 61 を直列に設けて構成している。蓄熱部 61 は、貯留タンク 62 の上部に入口管 63 を配しており、貯留タンク 62 内部で貯留タンク 62 の湯と熱交換器からの水（湯）が混合される点も異なる。そして、貯留タンク 62 の保温運転時の貯留温度を給湯の目標温度（例えば 45℃）と同等温度としている。ただし、貯留温度が低い分、貯留タンク 62 の容量は大きくなる。

以上の構成で、熱交換器 10 が冷え切った状態から給湯が開始されると、入口管 63 から給水温度に近い冷水が貯留タンク 62 に流入する。すると、貯留タンク 62 内部では、内部の温水との温度差から、流入水は貯留タンク 62 の底に流れ込み、中の温水だけが出口管 44 から出湯される。したがって、給湯開始直後から給湯の目標温度に近い出湯が可能になる。入口管 63 から流入する温度が上がれば、貯留タンク 62 内で上部の温水と混合されて出口管 44 から出る。また、貯留温度より高い温度の出湯をする場合は、入口管 63 から貯留タンク 62 に貯留温度より高い温度の湯が流入する。この場合、流入する湯の比重が軽いので貯留タンク 62 の上端に流れ、出口管 44 そのまま出湯される。このように貯留タンク 62 内部で湯水の切換え混合が行われる。

以上のように本実施の形態では、給湯回路 13 に直列に蓄熱部 61 を接続するだけで、給湯開始時の出湯遅れを補い安定した温度の給湯が実現できる。また、貯留タンク 62 内部で自然に適温に混合できるので、混合部が不要となりコスト低減につながる。

図3は本発明の実施の形態3におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。図3において、実施の形態2の構成と異なるところは、加温部60に代わって加温部70を設けた点である。加温部70は、給水管11に蓄熱部71を直列に設けて構成している。蓄熱部71の、貯留タンク72の底部に入口管73を配した点も異なる。そして、貯留タンク72の保温運転時の貯留温度を給湯の目標温度（例えば45℃）と同等温度としている。

以上の構成で、熱交換器10が冷え切った状態から給湯が開始されると、給水管11から冷水が貯留タンク72底部に流入し、貯留タンク72の温水が出口管44から出る。そして、熱交換器10の加熱量が増加してきた場合は、湯温検知部22の検出温度によって圧縮機2の回転数が制御されて、目標温度の出湯温度が維持される。

以上のように本実施の形態では、熱交換器10の上流側に蓄熱部71が配置されている。これにより、熱交換器10の加熱が遅れている場合は蓄熱部71が補う。熱交換器10の加熱能力が立上がった場合は、出湯温度のフィードバック制御により圧縮機2が制御され、常に目標の給湯温度が維持される。また、目標温度を変更しても直に出湯温度を変えることができる。

さらに、給湯開始時に貯留タンク72の温水により熱交換器10が温められるのでヒートポンプサイクル7の温度立ち上りも早くなる。

なお本実施の形態では、蓄熱部51を給水管11に直列に構成している。しかし、給水管11に並列に配置して、貯留温度を給湯の目標温度より高温とし、給水管11の流水と蓄熱部の温水を目標温度に近い温度に混合して熱交換器10に流せば、高温蓄熱により蓄熱部71は小型にできる。

また、実施の形態1、2では蓄熱部を熱交換器10の下流に配置し、実施の形態3では上流に配置している。しかし、蓄熱部を、熱交換器10をバイパスするように並列に配置し、熱交換器10の上流側で、水流路11の流水と蓄熱部の流水を混合するように配置してもよい。さらに、蓄熱部に熱交換器10を内蔵するように配置し

ても同様の効果が得られる。

(実施の形態4)

図4は本発明の実施の形態4におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。図4において、実施の形態1の構成と異なるところは、加温部38に代わり加温部80を設けている点である。加温部80は、水流路9を含んで形成した水循環路81と、水循環路81上に配置した蓄熱部82により構成している。そして、水循環路81と蓄熱部82の循環水を保温するために、ヒートポンプサイクル7を駆動して熱交換器10の水流路9を加熱し、水循環路81に自然対流を発生させている。蓄熱部82は、上下に入口管43と出口管44を配した貯留タンク83と、出口管44からの流水と水流路9からの流水を混合し給湯配管15に流出させる混合弁34とから成っている。水循環路81は、水流路9と混合弁34と貯留タンク83とをループ状に連通して構成している。

以上の構成で、熱交換器10が冷え切った状態から給湯が開始されると、給水管11から冷水が水流路9と貯留タンク83に流入し、水流路9の出口から冷水と、貯留タンク83からの温水が混合弁34で混合され給湯回路13に出る。このとき湯温検知部22の検知温度によって混合弁34の開度を決定するので、給湯回路13に出湯される温度は目標温度に制御される。そして、熱交換器10の加熱量が増加してきた場合は、湯温検知部22の検出温度によって貯留タンク83からの出湯割合が減少する。水流路9からの出湯温度が目標温度に達すると貯留タンク83からの出湯を停止する。

給湯が停止した場合は、貯留タンク83内は給湯中に流入した給水により蓄熱量は下がっている。ここで、制御部54は、まず混合弁34を混合状態に戻す。そして貯留温度検知部51により貯留温度の低下（例えば75℃以下）を検知したら、ヒートポンプサイクル7を駆動し、圧縮機2を低速回転で運転する。これにより高温高圧の冷媒が冷媒流路8に流れ、水流路9を加熱する。水流路9中の

水温が上昇して貯留タンク 8 3 内の水温より高くなると、両者の温度差によって、水流路 9 内の水が上昇し、水循環路 8 1 内で対流が発生する。そして、貯留タンク 8 3 内の温度が上昇して、貯留温度検知部 5 1 の検知温度が所定温度（例えば 80 ℃）を超えるとヒートポンプサイクル 7 の運転を停止する。この運転停止の繰り返しで蓄熱部 8 2 と水循環路 8 1 の循環水は保温される。

以上、実施の形態 4 の構成によれば、水流路 9 および蓄熱部 8 2 を含んだ水循環路 8 1 が保温され、給湯開始時に水循環路 8 1 の湯が出湯される。よって、給湯端末 1 2 から出湯される湯の温度立ち上がりが早くなる。また、ヒートポンプサイクル 7 の停止時に水循環路 8 1 の熱が熱交換器 1 0 を暖めるので、ヒートポンプサイクル 7 の立ち上がりも早くなる。

また、水循環路 8 1 の保温をヒートポンプにより行うので、ヒータなどに比べ効率がよく、凍結の心配もない。

さらに、蓄熱部 8 2 に高温の湯が貯えられ、混合弁 3 4 で適温に混合して出湯するので、給湯開始時などに水循環路 8 1 に冷水が流れ込んでも、出湯温度の低下を防ぐ。

なお本実施の形態では保温運転における水循環路 8 1 内の水の循環に、自然対流による流れを利用したが、水循環路 8 1 にポンプを設けて、強制的に循環しても良い。この場合は一定の流量が得られるため貯留温度や熱交換器での加熱熱量を制御しやすい。

また、本実施の形態では混合弁 3 4 により混合割合を変化させているが、一定の割合に固定した合流部材で構成してもよい。この場合は、貯留タンク 8 3 の湯の減少に合わせて出湯温度が目標温度になるように熱交換器 1 0 の加熱量を圧縮機 2 により制御する必要がある。この構成によれば簡便な混合弁 3 4 を使用するためコストダウンになる。

さらに、本実施の形態では水循環路 8 1 に蓄熱部 8 2 を配置しているが、蓄熱部 8 2 のない水循環路 8 1 だけの構成でもよい。この場合は、貯留温度検知部 5 1 により水循環路 8 1 の循環水の温度検

知するように配置して、循環水の温度を所定温度に保温するように保温運転する。この構成によれば出湯温度はやや変動するが、蓄熱部82が不要になり、大幅なコストダウンになる。

本実施の形態ではヒートポンプサイクル7を駆動して熱交換器10の水流路9の加熱により、水循環路81に自然対流を発生させ加熱保温するようにしている。このように水循環路の保温をヒートポンプにより行うので、ヒータなどに比べ効率がよく、また保温時にヒートポンプサイクルが駆動するので、ヒートポンプサイクル自体の立上りも早くなる。また、水循環路81を直接ヒータで加熱してもよいし、貯留タンク83を直接ヒータで加熱してもよい。

なお、通常の給湯使用状態において、冷媒流路8と水流路9との温度差が小さくなるほどヒートポンプサイクル7の効率が良くなる。そこで、水温検知部21の検知する給水温度に応じて、熱交換器10での所要加熱量を確保して、最も冷媒流路8と水流路9との温度差が小さくなるように減圧部4の冷媒流路抵抗を制御すると、効率のよい運転が可能となる。

実施の形態1～4によれば、水道水を熱交換器で加熱するのとは別に加温部でも加熱するので、熱交換器での加熱が不充分な場合でも不足を補って加温部により加熱できる。また、熱交換器による出湯温度制御に加温部が直接影響しないので制御性がよい。さらに、冷媒と水の熱交換は加温部と独立して熱交換器で行うため高効率な熱交換が可能である。また、蓄熱部の湯が所定温度に保たれるので、圧縮機や熱交換器が冷え切っている状態で給湯が開始されても、蓄熱部の湯により給水管と熱交換器と給湯回路の何れかの水が加熱されるので、出湯温度の立ち上がりが常に早くできる。また、蓄熱部の保温をヒートポンプにより行うので、ヒータなどに比べ効率がよく、また保温時にヒートポンプサイクルが駆動するので、給湯開始時での温度立上りが早くなる。また、給水管と水流路と給湯回路の少なくとも1つが保温されるので、給湯開始時に水循環路の湯が出湯され、温度立上りが早くなる。また、水循環路の熱が熱交換器を

暖めるので、ヒートポンプサイクルの立ち上がりも早い。また、蓄熱部の大きさが最適なものとなるので、蓄熱部が大きすぎて放熱口スが増加したり、設置スペースや重量が大きくなることがない。さらに蓄熱部の湯温を給湯温度より高くすることにより、蓄熱密度を上げることで蓄熱サイズ小さくするもので、設置スペースや重量を少なくすることができる。また、給湯に使用する水を蓄熱部として用いることにより、流通時水を抜けば軽量にできる。また、蓄熱材として比熱が大きく、しかも安全である。

また、超臨海ヒートポンプサイクルを用いれば、熱交換器の冷媒流路を流れる冷媒は、圧縮機で臨界圧力以上に加圧されている。よって、熱交換器の水流路の流水により熱を奪われて温度低下しても凝縮することができない。したがって熱交換器全域で冷媒流路と水流路とに温度差を形成しやすくなり、高温の湯が得られ、かつ熱交換効率を高くできる。

また実施の形態1、4によれば、蓄熱部の熱により給水管と熱交換器と給湯回路の何れかの水を加熱する熱量を、蓄熱部側の流量を変えることにより自由に設定できる。また、蓄熱部からの湯が給水管と熱交換器と給湯回路の何れかの水と所定の割合で混合加熱できるので、所定の出湯温度が直ちに得られる。また、蓄熱部からの湯と、給水管と熱交換器と給湯回路の何れかの水とを切換えて流すことができるので、給湯開始時や除霜時などの熱交換器からの加熱が充分でない場合に蓄熱部からの湯が利用でき、使用者に不満感を与えない。

25 (実施の形態5)

図5は本発明の実施の形態5におけるヒートポンプ式給湯装置の構成図である。図5において、ヒートポンプサイクル7では、圧縮機2、放熱器3、減圧部4、吸熱器5が冷媒流路1により閉回路に接続されている。熱交換器10は放熱器3の冷媒流路8と熱交換を行う水流路9を有する。水流路9に水道水を直接供給する給水管1

1 は、水流路 9 から出湯される湯をシャワー 16 や蛇口 17 等より成る給湯端末 12 へ通水させるための給湯回路 13 と接続されている。そして負荷設定部 18 は熱交換器 10 での所要加熱量を設定する。加熱制御部 19 は負荷設定部 18 の設定値に応じて熱交換器 10 の加熱量を制御する。給水管 11 には、給湯回路 13 の流量を検出する流量検知部 20 と、熱交換器 10 への給水温度を検出する水温検知部 21 が設けられている。給湯回路 13 には水流路 9 からの出湯温度を検出する湯温検知部 22 が設けられている。使用者は、給湯の目標温度を設定する温度設定部 23 で任意に温度を設定する。

10 負荷設定部 18 は、第 1 算定部 24 と、第 2 算定部 25 と、加算部 26 とを有する。第 1 算定部 24 は、湯温検知部 22 と温度設定部 23 とのそれぞれが出力する出湯温度と目標温度との偏差から第 1 の所要加熱量を算定する。第 2 算定部 25 は、水温検知部 21 と温度設定部 23 と流量検知部 20 の各値から第 2 の所要加熱量を算定する。加算部 26 は、第 1 の所要加熱量と第 2 の所要加熱量を加算する。負荷設定部 18 は、加算された所要加熱量を出力する。

15 加熱制御部 19 は、圧縮機 2 の回転数を変更する周波数制御部 27 を備え、負荷設定部 18 により設定された所要加熱量に応じて圧縮機 2 の回転数を制御する。

20 加熱制御部 19 は、気温を検出する気温検知部 28 の検出値に応じてヒートポンプサイクルの運転条件である圧縮機 2 の回転数を変更して熱交換器の加熱量を制御する。熱交換器 10 での加熱量は、気温に応じて圧縮機 2 の回転数を変更すると比例的に変化する。そこで、加熱制御部 19 は予め各気温毎の熱交換器 10 の加熱量と圧縮機 2 の回転数の関係を記憶しておく。そして、気温に応じて負荷設定部 18 により設定された所要加熱量と熱交換器 10 の加熱量が一致するように回転数を設定制御する。このことで、気温が変動しても精度よく給湯制御される。

30 なお、負荷設定部 18 と加熱制御部 19 とが、実施の形態 1 ~ 4 の制御部 54 に相当する制御部 29 を構成している。これらは一体

に構成してもよい。

以上の構成において、その動作、作用について説明する。図5において、蛇口17が開かれると給水管11から水道水が流れ込み始める。これを流量検知部20が検知し負荷設定部18に信号を送る。

- 5 負荷設定部18は所要加熱量を算定し、この算定値に基づいて加熱制御部19が圧縮機2の回転数を制御する。そして、圧縮機2から吐出される高温高圧の冷媒ガスは放熱器3へ流入し、水流路9を流れる水を加熱する。そして、加熱された水は給湯回路13を経て給湯端末12から出湯する。一方、放熱器3で冷却された冷媒は減圧部4で減圧されて吸熱器5に流入し、ここで大気熱、太陽熱など自然エネルギーを吸熱して蒸発ガス化し、圧縮機2に戻る。従って、出湯を検出するとすぐに圧縮機1からの高温高圧の冷媒ガスが放熱器3に流入し、水を加熱し、給湯端末12から出湯される。

- 給湯中の負荷設定部18では、第1算定部24で算定する第1の所要加熱量を、出湯温度と目標温度との偏差から実施の形態1の制御部54と同様の制御を用いて算定する。すなわち、出湯温度のフィードバック制御がおこなわれる。また、出湯温度と目標温度との偏差の変化速度から、第1の所要加熱量を判定してもよい。給湯における流量や給水温度で給湯負荷が変ると、出湯温度と目標温度との偏差の変化速度に違いが表れる。たとえば、同じ加熱量の場合に流量が多ければ出湯温度の上昇は緩やかになり、流量が少なければ速やかになる。この速度変化と所要加熱量の相関を予め記憶させておき、出湯温度と目標温度との偏差の変化速度から所要加熱量を設定する。このようにすることで、単に温度偏差だけで加熱量を制御する場合よりも安定に所要加熱量に制御する時間が短縮される。

- 一方、第2算定部25で算定する第2の所要加熱量は、給湯負荷を算定し、この給湯負荷を所要加熱量とする。すなわち目標温度と給水温度との差に、流量検知部20の検知する流量を乗じて給湯負荷を求め、これを第2の所要加熱量としている。これは、いわゆる30 フィードフォワードの制御量である。そして、加算部26で、第1

の所要加熱量と第2の所要加熱量を加算して所要加熱量を求めている。この所要加熱量フィードバック制御を加味することによって、出湯温度を目標温度に正確に制御する。この制御も実施の形態1の制御部54における制御と同様である。

5 以上のように本実施の形態の給湯装置では、ヒートポンプサイクル7は、圧縮機2、放熱器3、減圧部4、吸熱器5が冷媒流路1により閉回路に接続されている。冷媒流路1は水流路9と熱交換を行う熱交換器10を通る。水流路9は、給湯端末12へと通じ給湯回路13を構成している。そして熱交換器10での所要加熱量を設定
10 する負荷設定部25と、負荷設定部25の設定値に応じて熱交換器10の加熱量を制御する加熱制御部19が設けられている。負荷設定部25で設定する所要加熱量は、給湯負荷や熱応答遅れなどを含んだ熱交換器での必要な熱交換熱量である。そして加熱制御部19
15 がこの所要熱量に応じて熱交換器の加熱量を制御するので、過不足のない給湯制御ができる。

また本実施の形態の給湯装置は、給湯回路の流量を検出する流量検知部20を有する。流量検知部20の検出値を基に負荷設定部25が、所要加熱量を求める。給湯負荷は流量に比例するので、ここで推定する所要加熱量は、給湯負荷に相関がある。したがって流量
20 変化によって給湯負荷が急変しても、給湯負荷の変化に応じて素早く対応する加熱制御が可能である。

また本実施の形態の給湯装置は、給水管の給水温度を検出する水温検知部21を有し、水温検知部21の検出値を基に負荷設定部25が、所要加熱量を求める。給湯負荷は給水温度と目標温度の差に
25 比例するので、給水温度が下がれば所要加熱量が増加し、給水温度が上がれば所要加熱量が減少する。したがってこの給水温度によって所要加熱量を推定して熱交換器の加熱制御をおこなえば、給水温度が変動しても、この変動に伴なう出湯温度変化が最小限に抑えられる。

30 また本実施の形態の給湯装置は、給湯の目標温度を設定する温度

設定部 23 を有する。上記目標温度を温度設定部 23 から設定することでユーザが希望する湯温に対する正確な給湯負荷が所要加熱量として設定できる。

また本実施の形態の給湯装置は、水流路の出湯温度を検出する湯温検知部 22 を有し、負荷設定部 25 が、湯温検知部 22 の検知する出湯温度と目標温度との偏差から所要加熱量を算定する。ここで算定する所要加熱量は、偏差の変化速度から給湯負荷を判定するものである。給湯における流量や給水温度で給湯負荷が変ると、出湯温度と目標温度との偏差の変化速度に違いが表れる。たとえば、同じ加熱量の場合に流量が多ければ出湯温度の上昇は緩やかになり、流量が少なければ速やかになる。この速度変化を捉えて、所要加熱量を設定するので、単に温度偏差だけで加熱量を制御する場合よりも安定に所要加熱量に制御する時間を短縮できる。また本実施の形態の給湯装置は、給水管の給水温度を検出する水温検知部 21 と、給湯回路 13 の流量を検出する流量検知部 20 をさらに有する。そして負荷設定部 25 が、湯温検知部 22 の検出値と目標温度との偏差からフィードバック制御に関する第 1 の所要加熱量を算定する。また水温検知部 21 と流量検知部 20 との検出値と目標温度の値からフィードフォワード制御に関する第 2 の所要加熱量を算定する。そして第 1 の所要加熱量と第 2 の所要加熱量を加算する。これにより、フィードフォワード制御によって素早く目標熱量を設定し、フィードバック制御によって目標熱量と現状とを補正するので、安定で素早い制御が可能である。

また本実施の形態の給湯装置では、加熱制御部 19 が、圧縮機の回転数を制御する。すなわち、予め回転数と熱交換器 10 での加熱量の関係を定め、設定された所要加熱量になるように回転数を制御する。これにより短時間で所要加熱量が得られる回転数に制御できる。

また本実施の形態の給湯装置は、気温を検出する気温検知部 28 を有する。そして加熱制御部 19 が、気温検知部 28 の検出値に応

じて負荷設定部 25 の設定値を変更して熱交換器 10 の加熱量を制御する。このように、気温変化による熱交換器 10 の加熱量の誤差を補正する。ヒートポンプサイクル 7 は大気熱を利用して吸熱器 5 から吸熱するため、熱交換器 10 での加熱量は気温に大きく影響される。したがって例えば圧縮機 2 の回転数を制御する場合に、同じ回転数でも気温により加熱量は変わってくる。その気温による影響を相殺するように熱交換器 10 の加熱量を制御することにより、正確な給湯制御ができる。

本実施の形態では加算部 26において第 1 の所要加熱量と第 2 の所要加熱量を加算して所要加熱量を求めている。しかし、第 1 の所要加熱量をそのまま所要加熱量としてもよいし、第 2 の所要加熱量をそのまま所要加熱量としてもよい。またこれらを加算せずに、給湯時間経過や出湯温度に応じて切換えてても良いし、第 1 の所要加熱量と第 2 の所要加熱量にそれぞれ係数を乗じて加算するようにしてもよい。さらに、第 1 の所要加熱量と第 2 の所要加熱量を単独で用いる場合と加算する場合を切換えててもよい。上記のように第 1 の所要加熱量と第 2 の所要加熱量との加算の組合せや加算条件を変えることで給湯条件によっては、より制御の安定性や応答性が向上する場合がある。

また、本実施の形態では第 2 算定部 25において第 2 の所要加熱量として演算する給湯負荷を、目標温度と給水温度との偏差に流量を乗じて求めている。しかし、概略の給湯負荷設定をするだけならば流量に所定の定数を乗じた推定値を用いてもよい。この場合、給湯負荷の計算精度は悪くなるが、水温検知部 21 と温度設定部 23 が不要になるので低コスト化される。

さらに、第 2 算定部 25における給湯負荷の演算を、給水温度と仮の目標温度の差に所定の定数を乗じた推定値を用いてもよい。この場合も、給湯負荷の計算精度は悪くなるが、流量検知部 20 と温度設定部 23 が不要になるので低コスト化される。ただし、給湯開始を検知するための流量スイッチは必要になる。

(実施の形態 6)

図 6 は本発明の実施の形態 6 におけるヒートポンプ給湯装置の制御ブロック図である。図 6 において、実施の形態 5 の構成と異なるところは、負荷設定部 18 の構成である。すなわち、ヒートポンプサイクル 7 や熱交換器 10 の熱応答遅れに応じた熱量を定める立上り設定部 30 を有し、所要加熱量を設定する際に加算部 26 で立上り設定部 30 の設定値を加算する。ヒートポンプサイクル 7 が冷えた状態から給湯を開始した場合に、圧縮機 2 や放熱器 3 の温度が上昇し、また吸熱器 5 の温度が下降して、本来の定常的な運転状態になるまでに給湯負荷とは別の熱量が必要である。ヒートポンプサイクル 7 や熱交換器 10 のこのような熱応答遅れに応じた熱量とは、このような熱量を指している。

この熱量は、ヒートポンプサイクル 7 や熱交換器 10 の運転前の温度と定常運転時の温度差に熱容量を乗じて求められる。しかし、定常運転時の温度差は部位によって大きく異なる。そこで実施の形態 6 では、運転前の湯温検知部 22 の検出する温度と温度設定部 23 の設定値の温度差を代表値として採用し、これに係数を乗じ求めている。ただし、立上り設定部 30 で求められる熱量は立上りに必要な総熱量であるので、圧縮機 2 を制御するためには単位時間当りの熱量に変換する必要がある。そこで、加算部 26 においてはまず第 2 算定部 25 で算定される給湯負荷と立上り設定部 30 の設定熱量を加算する。次にこの加算熱量を圧縮機 2 の最大回転数における最大加熱量で除して、この最大加熱量における運転時間を求める。そして、この時間内の所要加熱量を圧縮機 2 の最大加熱量に設定する。この運転時間を超過したら、立上り設定部 30 の設定値の加算を終了し、実施の形態 5 に示す運転状態に戻す。

以上のように実施の形態 6 では、給湯運転開始時のヒートポンプサイクル 7 や熱交換器 10 の熱応答遅れ分の熱量を給湯負荷に加算して、熱応答遅れ分の熱量だけを圧縮機 2 の最大加熱量で加熱する。

すなわち本実施の形態の給湯装置は、負荷設定部 18 が、ヒートポンプサイクル 7 や熱交換器 10 の熱応答遅れに応じた熱量を定める立上り設定部 30 を有する。そして所要加熱量を設定する際に立上り設定部 30 の設定値を加味する。したがって、給湯開始時や給湯 5 負荷の変更時などに熱応答遅れ分を加味した加熱制御が可能となり、熱応答遅れを最小限に抑えることができる。

また、熱応答遅れ分の熱量を、運転前の湯温検知部 22 の検出する温度と温度設定部 23 の設定値の温度差に係数を乗じて求めるよう 10 している。よって、特別な検知部を準備する必要がなく低コスト トにこの制御が実現される。

なお、実施の形態 6 では熱応答遅れ分の熱量を、運転前の湯温検知部 22 の検出する温度と温度設定部 23 の設定値の温度差に係数を乗じて求める。しかし、熱交換器 10 や、圧縮機 2、吸熱器 5、冷媒流路 1 の圧縮機 2 の吐出部などの温度を用いてもよい。

15

(実施の形態 7)

図 7 は本発明の実施の形態 7 におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。図 7において、実施の形態 5 の構成と異なるところは、加熱制御部 19 が圧縮機 2 を制御するだけでなく、減圧部 4 の冷媒 20 流路抵抗と、吸熱器 5 の吸熱量を制御する点である。

減圧部 4 は絞り弁（図示せず）と、この絞り弁を駆動するステッピングモータ（図示せず）によりなり、絞り弁の駆動によって冷媒流路抵抗を変更する。そして、加熱制御部 19 は、予め減圧部 4 の冷媒流路抵抗と熱交換器 10 での加熱量の関係を定め、負荷設定部 25 18 で設定された所要加熱量になるように冷媒流路抵抗を制御する。高温の出湯が必要であったり、外気温度が低いなどで加熱量が不足した場合などには、冷媒流路抵抗を大きくすることで熱交換器の加熱量を、所要加熱量が確保されるように作用する。

なお、通常の給湯使用状態において、冷媒流路 8 と水流路 9 との 30 温度差が小さくなるほどヒートポンプサイクル 7 の効率が良くなる。

そこで、水温検知部 21 の検知する給水温度に応じて、熱交換器 10 での所要加熱量を確保して、最も冷媒流路 8 と水流路 9 との温度差が小さくなるように減圧部 4 の冷媒流路抵抗を制御すると、効率よく運転される。

- 5 吸熱器 5 の吸熱量は、ファン 31 のモータ 32 の回転数を変更し、吸熱器 5 への送風量を変更することにより制御される。加熱制御部 19 は、予めファン 31 の風量と熱交換器 10 での加熱量の関係を定め、設定された所要加熱量になるようにファン 31 の風量を制御する。給湯負荷が極端に小さく熱交換器 10 の所要加熱量が小さすぎて圧縮機 2 の回転数制御などでは絞りきれない場合などにファン 31 の風量を減少させる。これにより熱交換器 10 の加熱量を減少させて所要加熱量に制御する。また、圧縮機 2 の最大回転数でも加熱量が不足する場合には、ファン 31 の風量を上げて熱交換器 10 の加熱量を増加させて所要加熱量に制御する。
- 15 このように本実施の形態の給湯装置は、加熱制御部 19 が、減圧部 4 の冷媒流路抵抗を制御する。すなわち、予め減圧部 4 の冷媒流路抵抗と熱交換器 10 での加熱量の関係を定め、設定された所要加熱量になるように冷媒流路抵抗を制御する。このため、高温の出湯が必要であったり、外気温度が低いなどで加熱量が不足した場合など、冷媒流路抵抗を大きくすることで熱交換器の加熱量を所要加熱量が確保できる。また、減圧部 4 の冷媒流路抵抗の制御を、水温検知部 21 の検知温度に応じて行う。すなわち、予め給水温度に応じた減圧部 4 の冷媒流路抵抗と熱交換器 10 での加熱量の関係を定め、設定された所要加熱量になるように冷媒流路抵抗を制御する。高温の出湯が必要であったり、外気温度が低いなどで加熱量が不足した場合など、冷媒流路抵抗を大きくすることで熱交換器 10 の加熱量を所要加熱量が確保できる。また、通常給湯時に給水温度により最も加熱効率の良くなる冷媒流路抵抗に制御することも可能になる。
- 30 また本実施の形態による給湯装置は、加熱制御部 19 が、吸熱器 5 の吸熱量を制御する。ここで、大気熱から吸熱器 5 に吸熱させる

吸熱量をファン31の風量により制御する。そして予めファン31の風量と熱交換器10での加熱量の関係を定め、設定された所要加熱量になるようにファン31の風量を制御する。給湯負荷が極端に小さく熱交換器10の所要加熱量が小さすぎて圧縮機2の回転数制御などでは絞りきれない場合などにファン31の風量を減少させることにより熱交換器10の加熱量を減少させて所要加熱量に制御することが可能である。

(実施の形態8)

10 図8は本発明の実施の形態8におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。図8において、実施の形態5の構成と異なるところは、熱交換器10の水流路9の中央部から分岐管33を取り出し、給湯回路13に設けた混合弁34と接続して、熱交換器10の伝熱条件を変更する点である。この構成では、加熱制御部19が、混合弁34の開度を制御することにより、水流路9の分岐管33より下流を流れる水量を制御する。そして水流路9の流量や流速を制御し、冷媒流路8と水流路9との伝熱条件を変えることによって熱交換器10での加熱量を制御する。水量が低下すると水流路9内の熱伝達率が下がり、結果として加熱量が下がる。そして、水流路9の分岐管33より下流の流れを止めてしまうと、熱交換しなくなり、伝熱面積が約半分になるのと同様の作用をする。このように水流路の長さや水量を変れば比例的に加熱量が変わる。これらの条件を変えると直ちに加熱量が変るため、熱応答性を向上させた制御が可能となり、所要加熱量が急変した場合にも対応できる。

25 このように本実施の形態の給湯装置では、加熱制御部19が、熱交換器10の水流路9内の流速や流量などの伝熱条件を変更して加熱量を制御する。具体的には、熱交換器10の水流路の長さや水量を変更する。熱交換器10の加熱量は伝熱面積や熱伝達率に比例するため、水流路の長さや水量を変れば比例的に加熱量をえることができる。これら条件を変えると直ちに加熱量が変るため、熱応答

性を向上させた制御が可能となる。

なお、実施の形態8では分岐管33を熱交換器10の中央部から取り出しているが、熱交換器10の上流で分岐して熱交換器10をバイパスさせて、熱交換器10全体を流れる流量を変更してもよい。

- 5 また、熱交換器10の上流側や下流側から分岐しても同じような効果が得られる。

なお、実施の形態5～8に述べたような負荷設定部18と加熱制御部19とを含んで実施の形態1～4の制御部54を構成してもよい。そのように構成すれば、さらにきめこまかい給湯温度制御が可

- 10 能になり、給湯負荷への追従性が向上する。

(実施の形態9)

図9は本発明の実施の形態9におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。図9のように、本実施の形態は、ヒートポンプサイクル7に3台の圧縮機2A、2B、2Cを並列に設け、制御部54が

- 15 圧縮機2A、2B、2Cの台数と回転数を制御する。本実施の形態では圧縮機2Aの回転数を制御して、微妙な加熱能力制御を行い、
圧縮機2B、2Cはオンオフ制御を行う。シャワーや風呂の湯張りなどの給湯負荷に大能力が要求される場合は、圧縮機を2台または
20 3台で運転する。夏場での台所での食器洗いなど給湯負荷が極端に少ない場合には、圧縮機2A単独運転とすることで、大幅な給湯負荷の変化に対応する。

このように本実施の形態の給湯装置は、ヒートポンプサイクル7に複数の圧縮機2A、2B、2Cを備え、制御部54が、圧縮機の台数を制御する。給湯負荷が大幅に変るような使い方をする場合に、1台の圧縮機では制御幅に限界があり、満足な給湯制御ができない。しかし、このように圧縮機の台数を制御する方法では、給湯負荷に応じて台数を変えれば、大幅な給湯負荷の変化に対応できる。

なお、圧縮機の台数は2台でもよいし、3台以上でも同様の効果

- 30 を奏する。また、複数台の圧縮機を全て回転数制御して、台数切換

えをスムーズに制御してもよい。さらに、圧縮機を直列に接続して、吐出圧力を制御してもよい。

(実施の形態 10)

5 図10は本発明の実施の形態10におけるヒートポンプ給湯装置の構成図である。図10のように、本実施の形態のヒートポンプ給湯装置は、ヒートポンプサイクルを2台備えている。ひとつめのヒートポンプサイクルを構成する第1のユニット92Dは、ファン32Dを含む吸熱器5Dと、圧縮機2Dと、減圧部4Dと、駆動部9103Dとを納めていて、室外機として屋外に配置される。ふたつめのヒートポンプサイクルを構成する第2のユニット92Eは、ファン32Eを含む吸熱器5Eと、圧縮機2Eと、減圧部4Eと、駆動部93Eとを納めていて、室外機として同様に屋外に配置される。そして、第3のユニット86には、給水管11と出湯管13に接続した熱交換器87を納めて屋内に配置している。

熱交換器87は、水流路9の上流側と下流側で放熱器88と放熱器89のふたつの放熱器を有し、それぞれが水流路9の流水を加熱する。そして冷媒流路90Dと冷媒流路91Dとが、第1のユニット92Dと第3のユニット86の放熱器88とを接続している。また冷媒流路90Eと冷媒流路91Eとが、第2のユニット92Eと第3のユニット86の放熱器89とを接続している。そして制御部94が、算定する給湯負荷に応じて、駆動部93Dと駆動部93Eに運転指示を出力し給湯制御する。この際の給湯負荷に応じて、第2のユニット92Eを停止させたり、圧縮機2Dと圧縮機2Eの回転数を制御することで目標温度の給湯を実現する。制御部94と駆動部93Dまたは駆動部93Eとの組み合わせが、実施の形態1～4の制御部54や実施の形態5～8の制御部29に相当する。このいずれかに実施の形態5～8の負荷設定部18と加熱制御部19とを含んで構成してもよい。

30 以上の構成で、構成するヒートポンプの台数を増減することによ

って最大給湯能力が変えられるので、家族人数の違いなどで異なる必要給湯能力を台数によって簡単に調整できる。また、ふたつのヒートポンプサイクルを3つのユニットに分離して配置することで、重量が分散し、運搬や施工が容易になる。

- 5 また、給湯負荷が大幅に変るような使い方をする場合に、従来の構成による1台のヒートポンプサイクルでは前述のように制御幅に限界があり、満足な給湯制御ができない。この本実施の形態のようにふたつのヒートポンプサイクルを設け、運転台数や圧縮機の回転数を制御する方法では給湯負荷に応じて大幅な給湯能力の変更が可
10 能である。また運転開始時にはふたつのヒートポンプサイクルをフル運転することにより、湯温の立上がりが早くなる。

さらに給湯負荷が少ない場合に1台のヒートポンプサイクルを停止できるので、低負荷時においても高効率運転が可能となる。

- なお本実施の形態では熱交換器86の放熱器88と放熱器89と
15 を水流路9に対して上流側と下流側に直列に配置したが、水流路9に対して並列に配置して構成してもよい。この場合は、それぞれの放熱器に対する水流路9の入口水温を共に水道水温度で同一にすることができる。また、このように2つの放熱器を並列し、それらに対して水流路9も並列に分流させて、
20 それぞれ対向するように配置することにより、2つの放熱器それぞれの加熱量を独立して制御してもよい。この場合、熱交換器を複数並列に設ける構成でもよい。さらに、この並列の水流路の合流する混合割合を制御することで給湯温度制御することも可能になる。

- なお他の実施の形態と同様に、気温検知部28を設け、その検知
25 結果を制御部94に入力し、駆動部93D、93Eの制御に反映されれば、さらにきめこまかく給湯能力を制御できる。

また本実施の形態では、ふたつのヒートポンプサイクルを有して構成しているが、さらにヒートポンプサイクル数を増やすことによって、大能力かつ大幅な給湯能力可変を実現することもできる。

- 30 また本実施の形態では、ヒートポンプサイクルを3つのユニット

に分割して構成しているが、一体に構成しても給湯能力は向上する。

なお、このように複数のヒートポンプサイクルを設けて、運転台数や圧縮機の回転数を制御する方法を実施の形態1～9に適用すれば、さらに給湯負荷への追従性が向上する。

5

産業上の利用可能性

以上のように、本発明によれば、給湯温度の立ち上がりと負荷追従性、制御性が良く、効率のよい給湯ができる瞬間湯沸し型のヒートポンプ給湯装置を提供することができる。

請求の範囲

1. 圧縮機と、
放熱器と、
減圧部と、
吸熱器と、
前記圧縮機と、前記放熱器と、前記減圧部と、前記吸熱器と、を閉回路に構成する冷媒流路と、を有する、
ヒートポンプサイクルと、
前記冷媒流路と熱交換を行う水流路を有する熱交換器と、
前記水流路に水道水を供給する給水管と、
前記水流路から給湯端末へと通水するように接続する給湯回路と、
前記給水管と前記水流路と前記給湯回路とで構成される経路の少なくとも一箇所の水を加熱する加温部と、を備えた、
15 ヒートポンプ給湯装置。
2. 前記加温部は、前記給水管と前記熱交換器と前記給湯回路の何れかに直列に設けた蓄熱部を有する、
請求項1に記載のヒートポンプ給湯装置。
20 3. 前記加温部は、前記給水管と前記熱交換器と前記給湯回路の何れかに並列に接続した蓄熱部を有する、
請求項1に記載のヒートポンプ給湯装置。
- 25 4. 前記加温部は、前記給水管と前記熱交換器と前記給湯回路の何れかの流水と前記蓄熱部により加熱される水とを混合する混合部を有する、
請求項2と3のいずれかに記載のヒートポンプ給湯装置。
- 30 5. 前記加温部は、前記給水管と前記熱交換器と前記給湯回路の何

れかの流水と前記蓄熱部により加熱される水とを切換えて流す切換
え部を有する、

請求項 2 と 3 のいずれかに記載のヒートポンプ給湯装置。

5 6. 前記加温部は、蓄熱温度を所定温度に保つための保温部を有す
る、

請求項 2 と 3 のいずれかに記載のヒートポンプ給湯装置。

7. 前記保温部は、前記放熱器を含む、

10 請求項 6 に記載のヒートポンプ給湯装置。

8. 前記加温部は、前記給水管と前記熱交換器と前記給湯回路の少
なくとも 1 つを含んで形成した水循環路を有し、前記水循環路の循
環水の温度を保つ、

15 請求項 1 に記載のヒートポンプ給湯装置。

9. 前記ヒートポンプサイクルを駆動して前記水流路により、前記
水循環路の循環水の温度を保つ、

請求項 8 に記載のヒートポンプ給湯装置。

20

10. 前記水循環路に蓄熱部を含む、

請求項 8 に記載のヒートポンプ給湯装置。

11. 前記蓄熱部は、前記ヒートポンプサイクルと前記熱交換器の
25 少なくとも一方の熱応答遅れによる不足熱量相当を蓄熱量とした、

請求項 2、3、10 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ給
湯装置。

12. 前記蓄熱部の蓄熱温度を前記給湯回路の給湯温度より高温に
30 した、

請求項 2、3、10 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ給湯装置。

13. 前記蓄熱部は、前記給水管と前記熱交換器と前記給湯回路と
5 で構成される水循環路の少なくとも一箇所の水を貯留する貯留タンクを有する、

請求項 2、3、10 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ給湯装置。

10 14. 圧縮機と、

放熱器と、

減圧部と、

吸熱器と、

前記圧縮機と、前記放熱器と、前記減圧部と、前記吸
15 熱器と、を閉回路に構成する冷媒流路と、を有する、

ヒートポンプサイクルと、

前記冷媒流路と熱交換を行う水流路を有する熱交換器と、

前記水流路に水道水を供給する給水管と、

前記水流路から給湯端末へと通水するように接続する給湯回
20 路と、

前記熱交換器での加熱量を設定する負荷設定部と、

前記負荷設定部の設定値に応じて前記熱交換器の加熱量を制
御する加熱制御部と、を備えた、

ヒートポンプ給湯装置。

25

15. 前記給湯回路の流量を検出する流量検知部をさらに備え、

前記負荷設定部は前記流量検知部の検出値を基に加熱量を求
める、

請求項 14 に記載のヒートポンプ給湯装置。

16. 前記給水管の給水温度を検出する水温検知部をさらに備え、
前記負荷設定部は前記水温検知部の検出値を基に加熱量を求
める、

請求項14に記載のヒートポンプ給湯装置。

5

17. 給湯の目標温度を設定する温度設定部をさらに備え、
前記負荷設定部は前記温度設定部の設定値を基に加熱量を算
定する、

請求項14に記載のヒートポンプ給湯装置。

10

18. 前記給湯回路の出湯温度を検出する湯温検知部をさらに備え、
前記負荷設定部は前記出湯温度と目標温度との偏差を基に第
1の加熱量を算定する、

請求項17に記載のヒートポンプ給湯装置。

15

19. 前記給水管の給水温度を検出する水温検知部と、
給湯回路の流量を検出する流量検知部と、をさらに備え、
前記水温検知部と前記温度設定部と前記流量検知部の値を基
に第2の加熱量を算定し、前記第1の加熱量と第2の加熱量を加算
20. する、

請求項18に記載のヒートポンプ給湯装置。

20. 前記負荷設定部は、前記ヒートポンプサイクルと前記熱交換
器との少なくとも一方の熱応答遅れに応じた熱量を定める立上り設
25. 定部を有し、

加熱量を設定する際に前記立上り設定部の設定値を加味する、
請求項14に記載のヒートポンプ給湯装置。

21. 前記加熱制御部は、前記圧縮機の回転数を制御する、
30 請求項14に記載のヒートポンプ給湯装置。

22. 前記加熱制御部は、前記冷媒流路の抵抗を制御する、
請求項14に記載のヒートポンプ給湯装置。

5 23. 前記給水管の給水温度を検出する水温検知部をさらに備え、
前記冷媒流路の抵抗制御は、前記水温検知部の検知温度に応
じて行う、
請求項22に記載のヒートポンプ給湯装置。

10 24. 前記加熱制御部は、前記吸熱器の吸熱量を制御する、
請求項14に記載のヒートポンプ給湯装置。

25. 前記加熱制御部は、前記熱交換器における前記水流路内の流
速と流量の少なくとも一方を変更する、
15 請求項14に記載のヒートポンプ給湯装置。

26. 気温を検出する気温検知部をさらに備え、
前記加熱制御部は前記気温検知部の検出値に応じて前記熱交
換器の加熱量を制御する、
20 請求項14に記載のヒートポンプ給湯装置。

27. 複数の圧縮機と、
放熱器と、
減圧部と、
25 吸熱器と、
前記圧縮機と、前記放熱器と、前記減圧部と、前記吸
熱器と、を閉回路に構成する冷媒流路と、を有する、
ヒートポンプサイクルと、
前記冷媒流路と熱交換を行う水流路を有する熱交換器と、
30 前記水流路に水道水を供給する給水管と、

前記水流路から給湯端末へと通水するように接続する給湯回路と、を備えた、

ヒートポンプ給湯装置。

- 5 28. 圧縮機と、
放熱器と、
減圧部と、
吸熱器と、
前記圧縮機と、前記放熱器と、前記減圧部と、前記吸
熱器と、を閉回路に構成する冷媒流路と、を有する、
複数のヒートポンプサイクルと、
前記冷媒流路と熱交換を行う水流路を有する熱交換器と、
前記水流路に水道水を供給する給水管と、
前記水流路から給湯端末へと通水するように接続する給湯回
路と、を備えた、
ヒートポンプ給湯装置。

29. 前記熱交換器と前記複数のヒートポンプサイクルとを複数の
ユニットに分割して配置した、
20 請求項 28 に記載のヒートポンプ給湯装置。

30. 給湯負荷に応じて前記複数のヒートポンプサイクルの運転台
数を変更する、
請求項 28 に記載のヒートポンプ給湯装置。

- 25
31. 前記ヒートポンプサイクルは、冷媒の圧力が臨界圧力以上と
なる超臨界ヒートポンプサイクルであり、臨界圧力以上に昇圧され
た当該冷媒により前記熱交換器における前記水流路の流水を加熱す
る、
30 請求項 1、14、27、28 のいずれかに記載のヒートポン

プ給湯装置。

32. 前記熱交換器において、前記冷媒流路の流れ方向と前記水流路の流れ方向とを対向流とした、

5 請求項1、14、27、28のいずれかに記載のヒートポンプ給湯装置。

補正書の請求の範囲

補正書の請求の範囲 [2003年7月2日(02.07.03)国際事務局受理:出願当初の請求の範囲14は補正された;他の請求の範囲は変更なし。(1頁)]

請求項2、3、10のいずれか1項に記載のヒートポンプ給湯装置。

13. 前記蓄熱部は、前記給水管と前記熱交換器と前記給湯回路と
5 で構成される水循環路の少なくとも一箇所の水を貯留する貯留タンクを有する、

請求項2、3、10のいずれか1項に記載のヒートポンプ給湯装置。

10 14. (補正後) 圧縮機と、

放熱器と、

減圧部と、

吸熱器と、

前記圧縮機と、前記放熱器と、前記減圧部と、前記吸
15 熱器と、を閉回路に構成する冷媒流路と、を有する、

ヒートポンプサイクルと、

前記冷媒流路と熱交換を行う水流路を有する熱交換器と、

前記水流路に水道水を供給する給水管と、

前記水流路から給湯端末へと通水するように接続する給湯回
20 路と、

前記給湯端末への通水による給湯負荷に基づき前記熱交換器
での加熱量を設定する負荷設定部と、

前記負荷設定部の設定値に応じて前記熱交換器の加熱量を制
御する加熱制御部と、を備えた、

25 ヒートポンプ給湯装置。

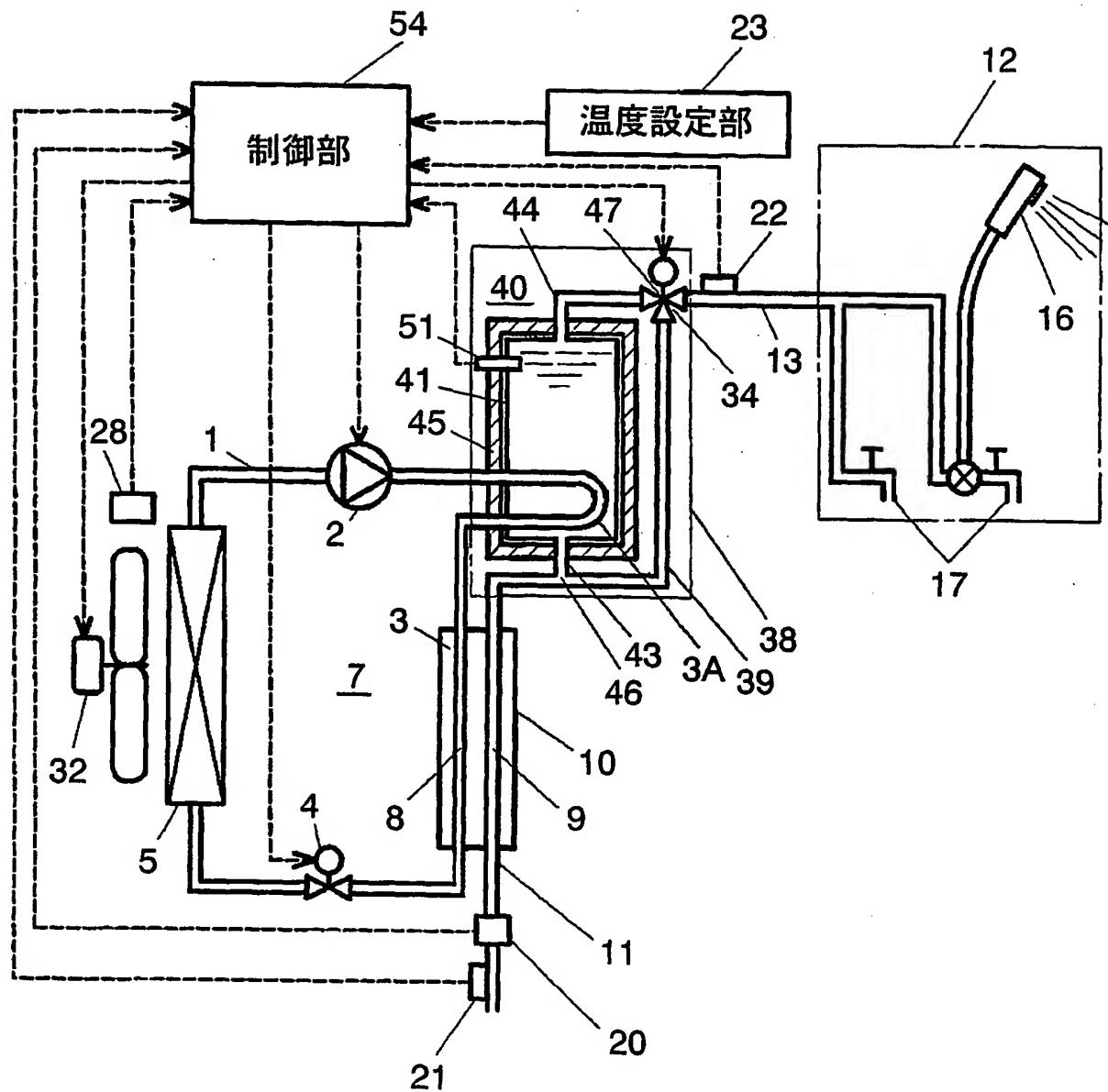
15. 前記給湯回路の流量を検出する流量検知部をさらに備え、

前記負荷設定部は前記流量検知部の検出値を基に加熱量を求
める、

30 請求項14に記載のヒートポンプ給湯装置。

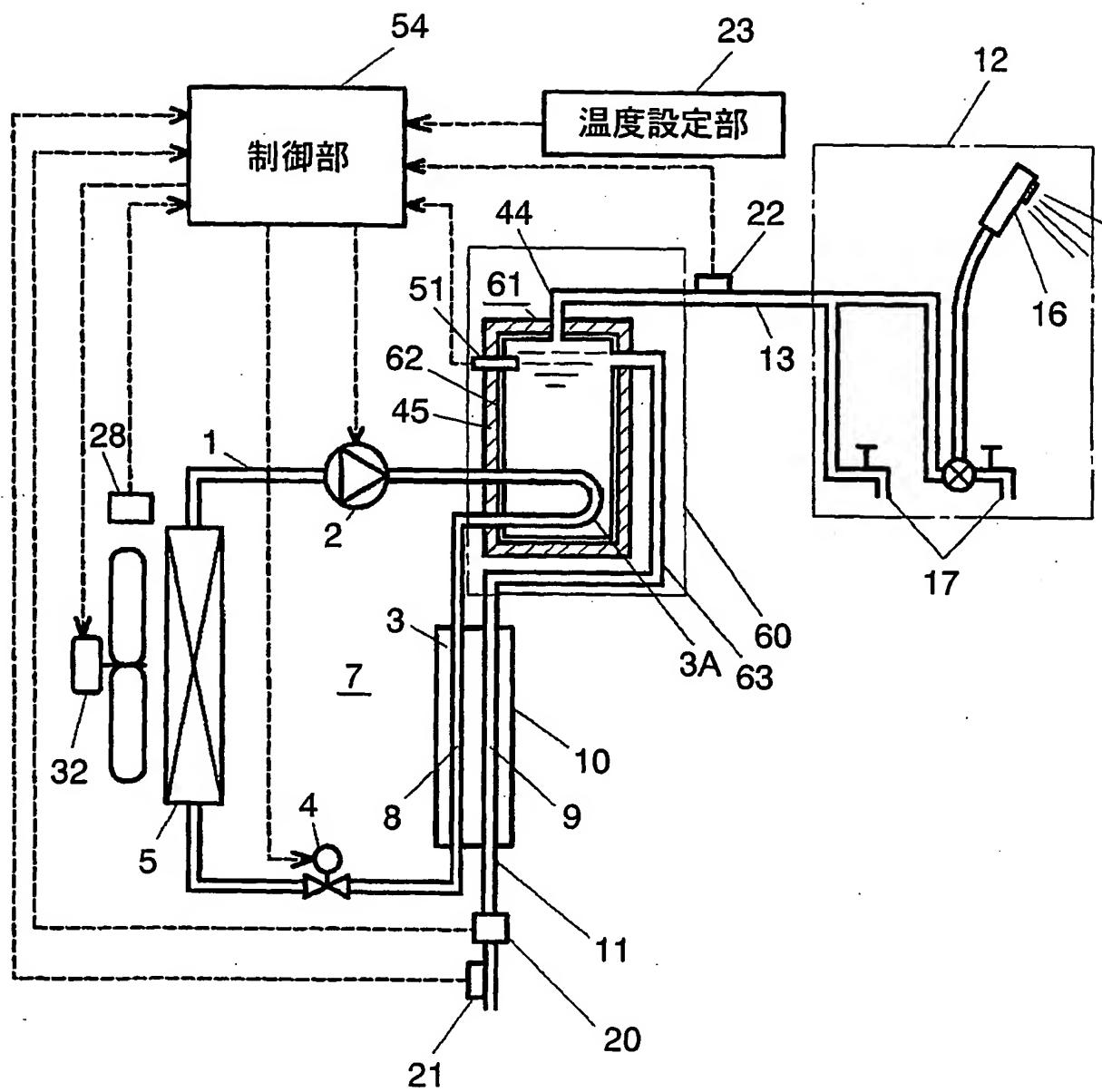
1/13

FIG. 1



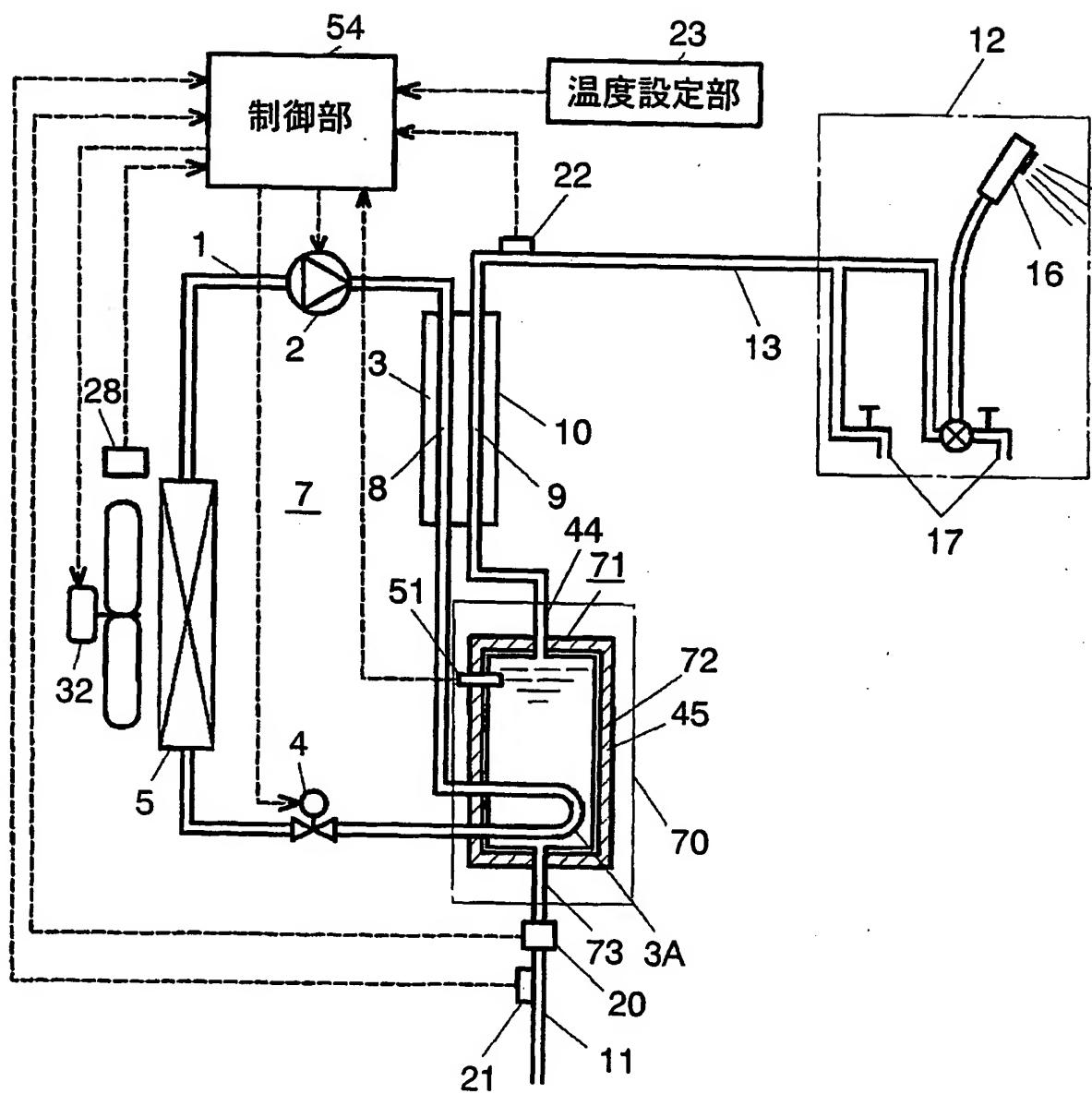
2/13

FIG. 2



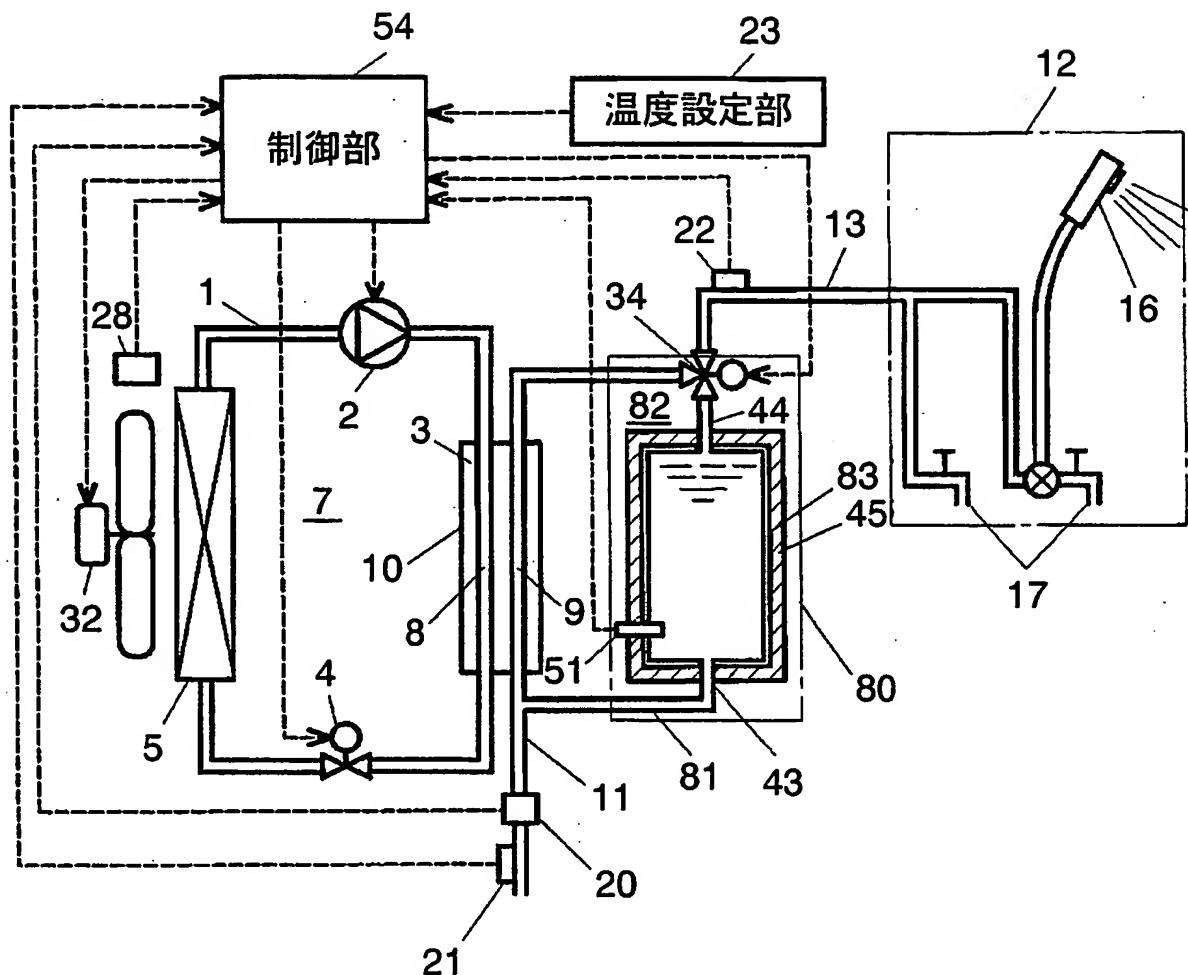
3/13

FIG. 3



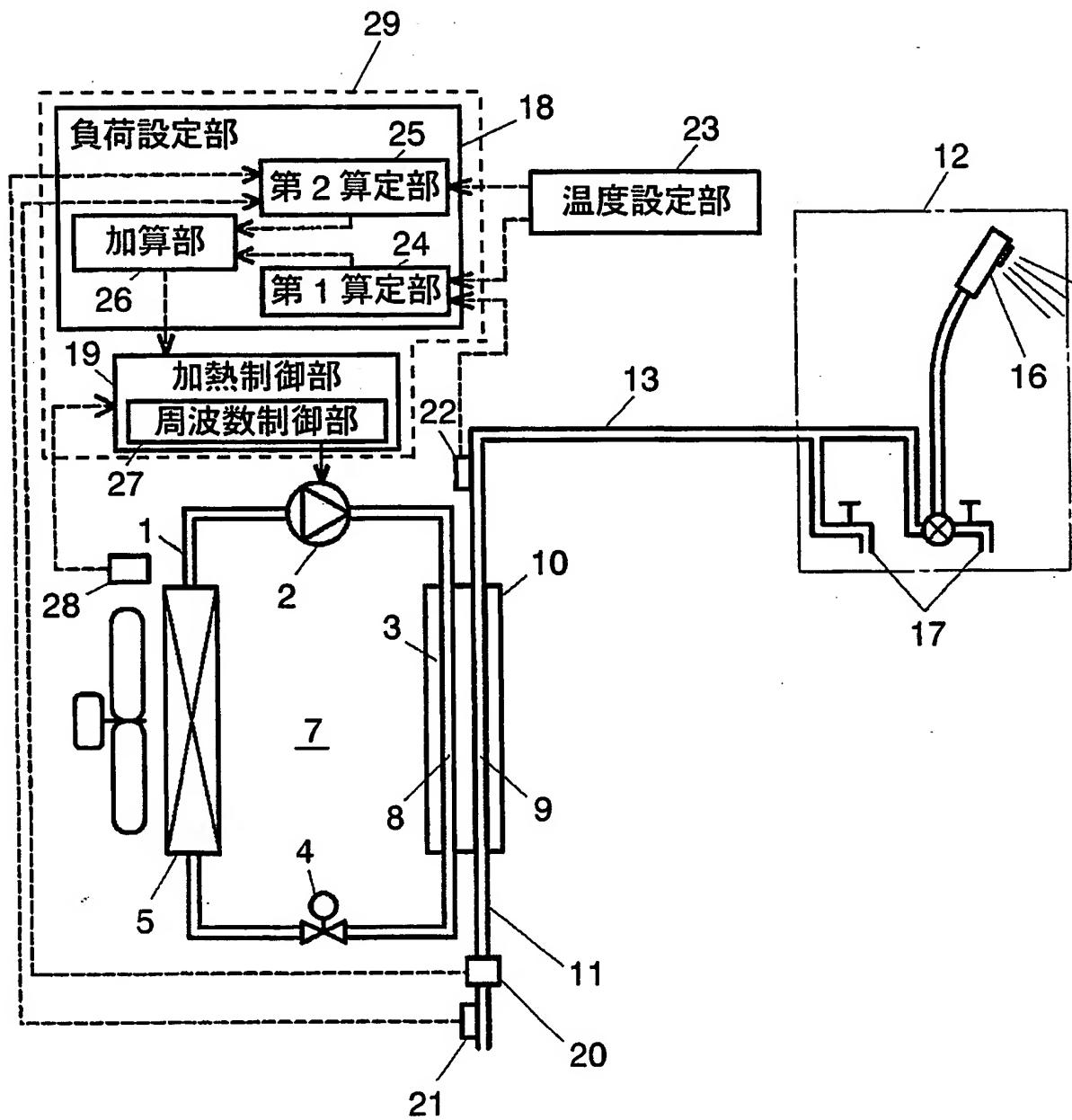
4/13

FIG. 4



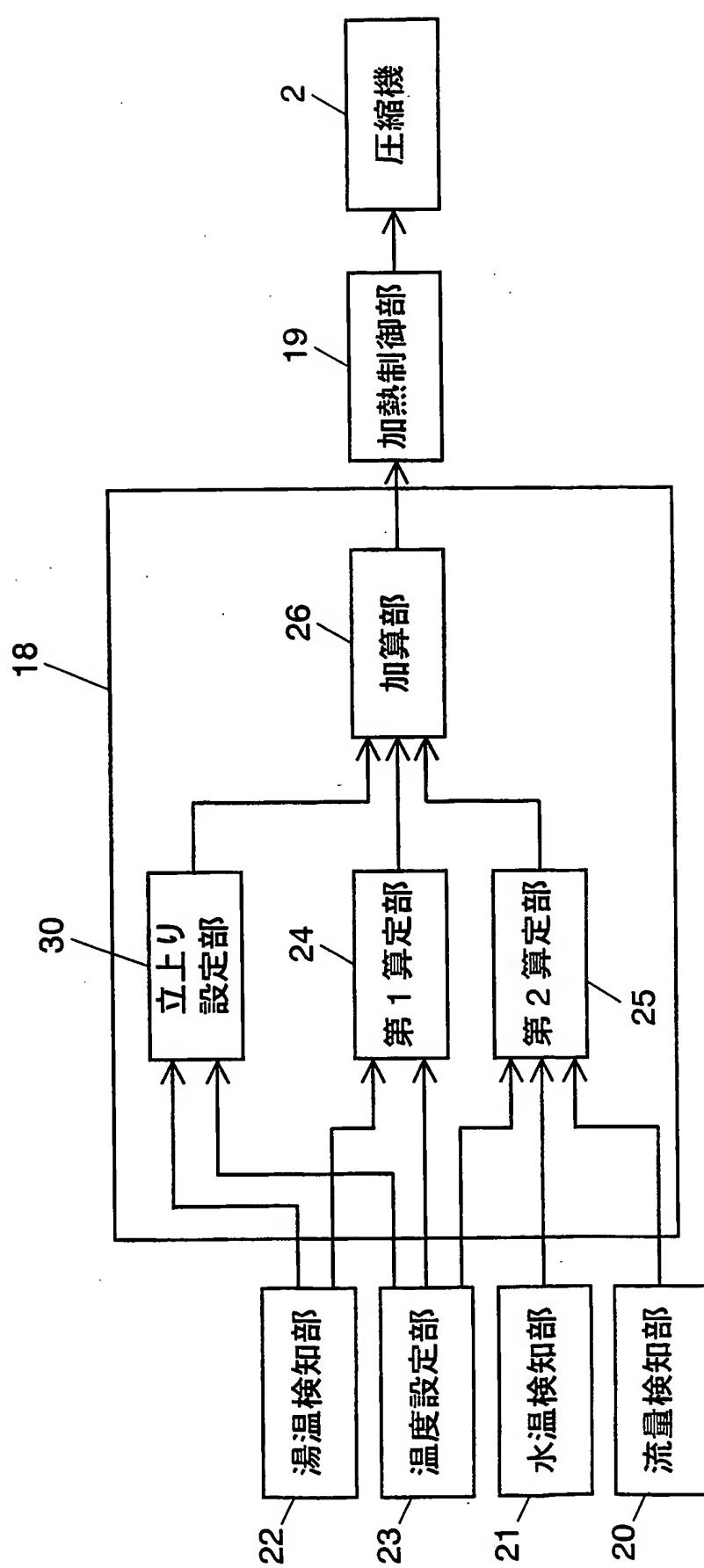
5/13

FIG. 5



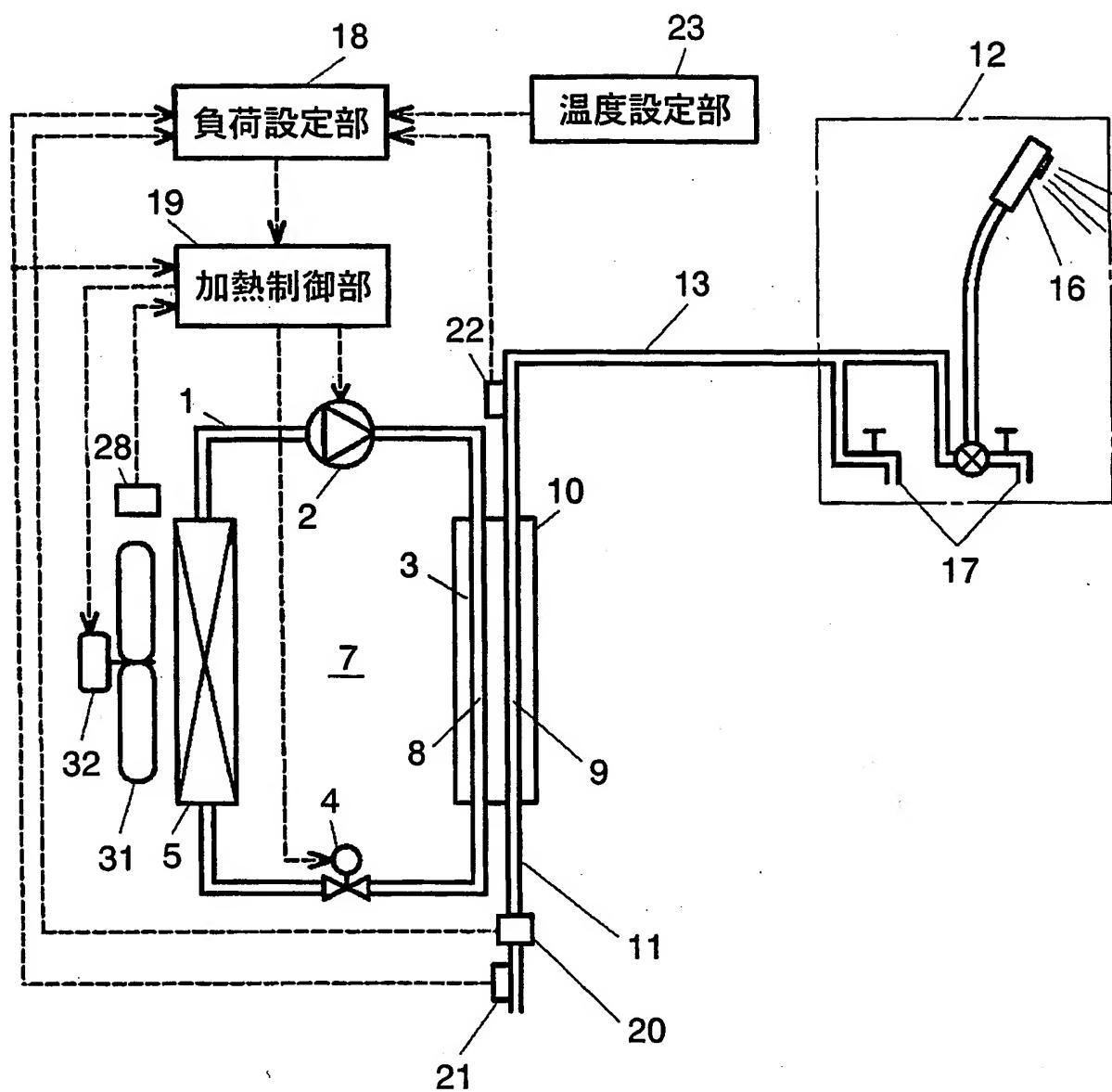
6/13

FIG. 6



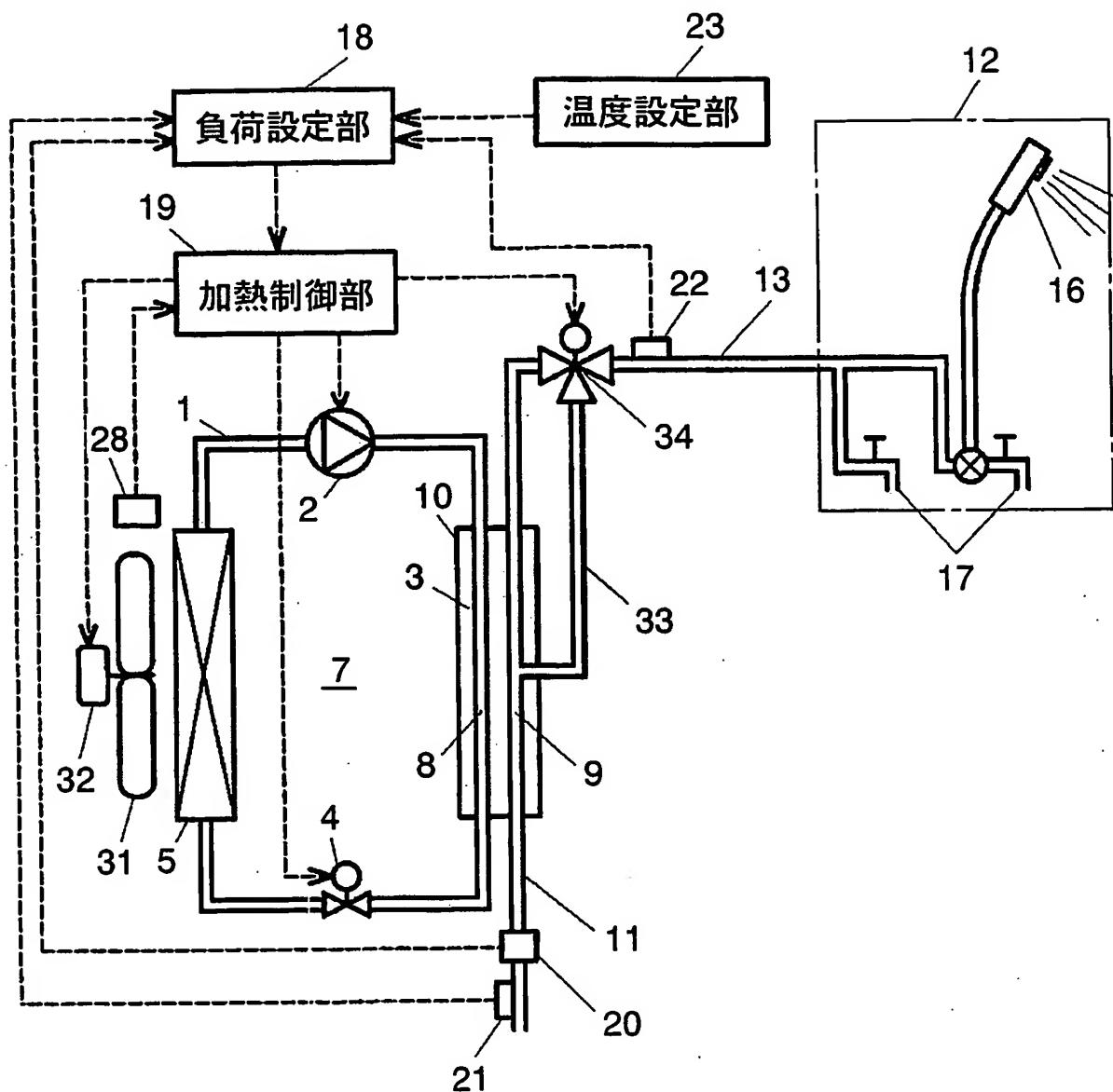
7/13

FIG. 7



8/13

FIG. 8



9/13

FIG. 9

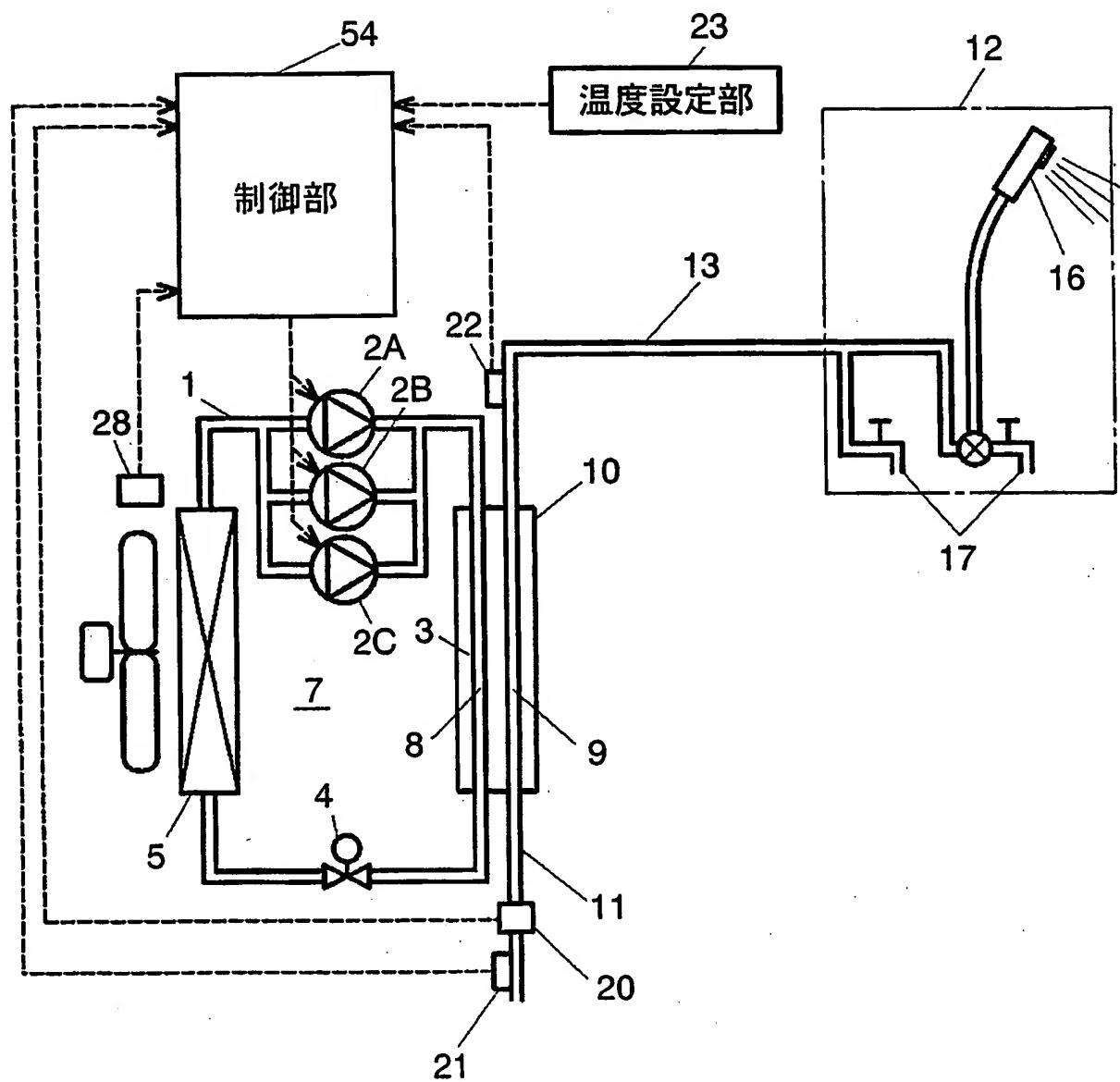
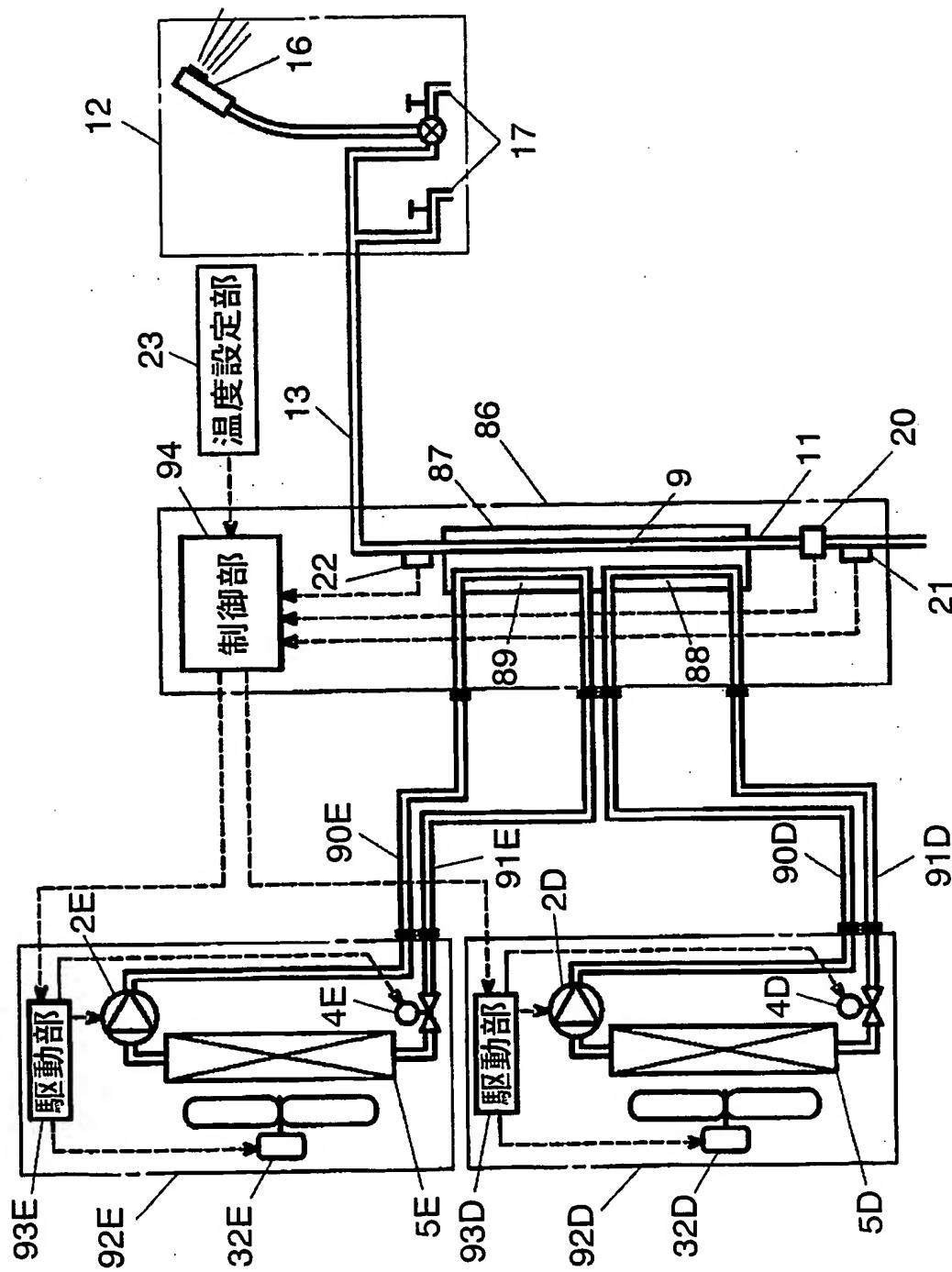
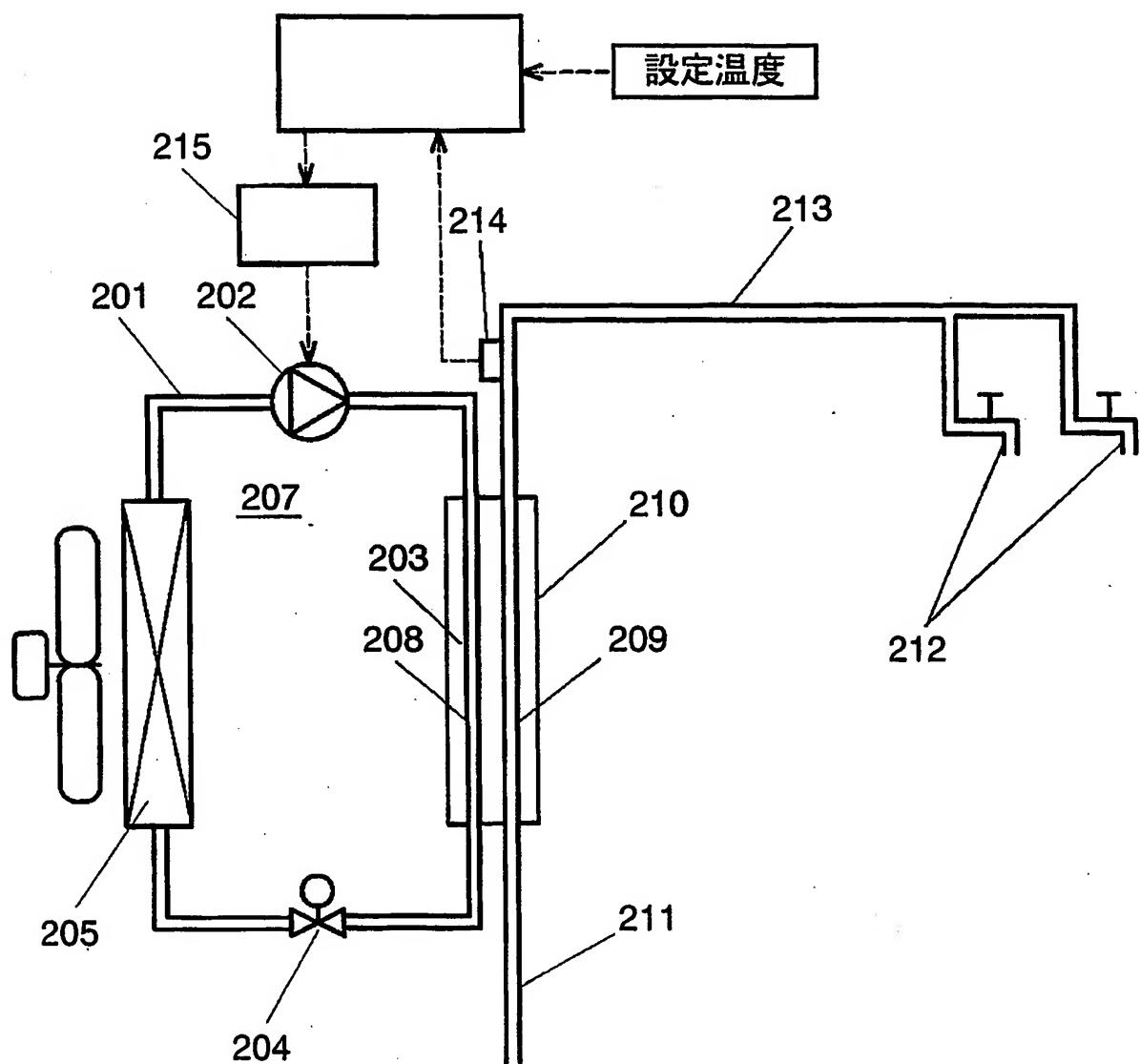


FIG. 10



11/13

FIG. 11



12/13

図面の参照符号の一覧表

- 1、8、90D、90E、91D、90E 冷媒流路
 2、2A、2B、2C、2D、2E 圧縮機
 3、3A、88、89 放熱器
 4、4D、4E 減圧部
 5、5D、5E 吸熱器
 7、7D、7E ヒートポンプサイクル
 9 水流路
 10、87 熱交換器
 11 給水管
 12 給湯端末
 13 給湯回路
 16 シャワー
 17 蛇口
 18 負荷設定部
 19 加熱制御部
 20 流量検知部
 21 水温検知部
 22 湯温検知部
 23 温度設定部
 24 第1算定部
 25 第2算定部
 26 加算部
 27 周波数制御部
 28 気温検知部
 29 制御部
 30 立上り設定部
 31 ファン
 32、32D、32E モータ
 33 分岐管
 34 混合弁
 38、60、70、80 加温部
 39 給湯回路上流部
 40、61、71、82 蓄熱部
 41、62、72、83 貯留タンク
 43、63 入口管

13/13

- 4 4 出口管
4 5 断熱材
4 6 分岐部
4 7 合流部
5 1 貯留温度検知部
5 4 制御部
8 1 水循環路
8 6 第3のユニット
9 2 D 第1のユニット
9 2 E 第2のユニット
9 3 D、9 3 E 駆動部
9 4 制御部
2 0 1、2 0 8 冷媒流路
2 0 2 圧縮機
2 0 3 放熱器
2 0 4 減圧部
2 0 5 吸熱器
2 0 7 ヒートポンプサイクル
2 0 9 水流路
2 1 0 热交換器
2 1 1 給水管
2 1 2 給湯端末
2 1 3 給湯回路
2 1 4 温度センサ
2 1 5 インバータ

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/01366

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ F24H1/00, F25B30/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F24H1/00, F25B30/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 10-311597 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 24 November, 1998 (24.11.98), Column 4, line 13 to column 7, line 36; Figs. 1 to 8 (Family: none)	1-2, 27 3-26, 28-32
X Y	JP 61-246541 A (Yoshitomi SHIBA), 01 November, 1986 (01.11.86), Page 2, upper right column, line 9 to page 3, upper left column, line 19; Figs. 1 to 2 (Family: none)	1, 27, 32 2-26, 28-31

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T"	later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X"	document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y"	document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&"	document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means		
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed		

Date of the actual completion of the international search
13 May, 2003 (13.05.03)Date of mailing of the international search report
27 May, 2003 (27.05.03)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.:

PCT/JP03/01366

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 60-53733 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 27 March, 1985 (27.03.85), Page 2, upper right column, line 15 to page 3, lower left column, line 3; drawings (Family: none)	1,3-10 12-13,27,32
Y	JP 10-253155 A (The Tokyo Electric Power Co., Inc.), 25 September, 1998 (25.09.98), Page 2, left column, line 27 to page 3, right column, line 26; Figs. 1 to 2 (Family: none)	14-19,22,27
Y	JP 10-318604 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 04 December, 1998 (04.12.98), Column 6, line 5 to column 10, line 9; column 10, line 10 to column 11, line 22; Figs. 1 to 8, 9 to 11 (Family: none)	2-6,10-13, 28-30
Y	JP 2002-5515 A (Denso Corp.), 09 January, 2002 (09.01.02), Column 2, line 46 to column 4, line 27; Figs. 1 to 2 (Family: none)	31
Y	EP 1167896 A2 (Denso Corp.), 02 January, 2002 (02.01.02), Column 3, line 41 to column 10, line 43; Figs. 1 to 7 & JP 2002-13808 A & US 2002/94 A1	31
A	JP 2001-41573 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 16 February, 2001 (16.02.01), (Family: none)	1-32

A. 発明の属する分野の分類(国際特許分類(IPC))

Int. Cl' F 24 H 1/00
F 25 B 30/02

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料(国際特許分類(IPC))

Int. Cl' F 24 H 1/00
F 25 B 30/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 (1926-1996)
日本国公開実用新案公報 (1971-2003)
日本国実用新案登録公報 (1996-2003)
日本国登録実用新案公報 (1994-2003)

国際調査で使用した電子データベース(データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 10-311597 A (松下電器産業株式会社) 1998.11.24	1-2. 27
Y	第4欄第13行-第7欄第36行、図1-8 (ファミリーなし)	3-26. 28-32
X	JP 61-246541 A (柴 芳富) 1986.11.01	1. 27. 32
Y	第2頁右上欄第9行-第3頁左上欄第19行、図1-2 (ファミリーなし)	2-26. 28-31
X	JP 60-53733 A (松下電器産業株式会社) 1985.03.27	1. 3-10
Y	第2頁右上欄第15行-第3頁左下欄第3行、図 (ファミリーなし)	12-13. 27. 32

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献(理由を付す)
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

13. 05. 03

国際調査報告の発送日

27.05.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官(権限のある職員)

中川真一



3 L 8410

電話番号 03-3581-1101 内線 3335

C (続き) 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 10-253155 A (東京電力株式会社) 1998.09.25 第2頁左欄第27行-第3頁右欄第26行、図1-2 (アミラーなし)	14-19.22.27
Y	JP 10-318604 A (松下電器産業株式会社) 1998.12.04 第6欄第5行-第10欄第9行、第10欄第10行-第11欄第22行、図1-8、図9-11 (アミラーなし)	2-6.10-13. 28-30
Y	JP 2002-5515 A (株式会社デンソー) 2002.01.09 第2欄第46行-第4欄第27行、図1-2 (アミラーなし)	31
Y	EP 1167896 A2 (Denso Corporation) 2002.01.02 第3欄第41行-第10欄第43行、図1-7 &JP 2002-13808 A&US 2002/94 A1	31
A	JP 2001-41573 A (松下電器産業株式会社) 2001.02.16 (アミラーなし)	1-32